

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA METALURGIE A MATERIÁLOVÉHO INŽENÝRSTVÍ

KATEDRA MATERIÁLŮ A TECHNOLOGIÍ PRO AUTOMOBILY

NÁVRH BRZDOVÉ SOUSTAVY OSOBNÍHO AUTOMOBILU

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Vypracoval: Jan Majzner

Vedoucí práce: Ing. Radim Trojan, Ph.D.

2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství
Katedra materiálů a technologií pro automobily

Zadání bakalářské práce

Student:

Jan Majzner

Studijní program:

B3923 Materiálové inženýrství

Studijní obor:

3911R034 Materiály a technologie pro automobilový průmysl

Téma:

Návrh brzdové soustavy osobního automobilu
Proposal of the brake system of sports car

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teorie brzdových systémů
3. Teoretický návrh brzdového systému
4. Příklad návrhu brzdového systému
5. Zhodnocení a závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

VLK, František. Stavba motorových vozidel: [osobní automobily, autobusy, nákladní automobily, jízdní soupravy, ergonomika, biomechanika, struktura, kolize, materiály]. 1. vydání. Brno: František Vlk, nakladatelství a vydavatelství 2003, 499 s. ISBN 80-238-8757-2

VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 1. vydání. Brno: František Vlk, nakladatelství a vydavatelství, 2006. 464 s. ISBN 80-239-6464-X

Etzold, Hans-Rudiger, Škoda Octavia II. Jak na to? od 6/04. 2. vydání. České Budějovice: Kopp nakladatelství, 2012, 296 s. 978-80-7232-435-4

MYNÁŘ, Vladimír. Části strojů: osy a nápravy, hřídele, čepy, valivá ložiska, kluzná ložiska, spojky a brzdy, základní mechanizmy, potrubí a armatury. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1979, 399 s.

P. Filip, Z. Weiss, D. Rafaja, On friction layer formation in polymer matrix composite materials for brake applications, Wear 252 (2002) 189-198

WWW zdroje

Legislativní zdroje

Zásady pro vypracování bakalářské práce

I.

Bakalářskou prací (dále jen BP) se ověřují vědomosti a dovednosti, které student získal během studia, a jeho schopnosti využívat je při řešení teoretických i praktických problémů.

II.

Uspořádání bakalářské práce:

- | | |
|--|------------------------------|
| 1. Titulní list | 6. Obsah BP |
| 2. Originál zadání BP | 7. Textová část BP |
| 3. Zásady pro vypracování BP | 8. Seznam použité literatury |
| 4. Prohlášení + místopřísežné prohlášení | 9. Přílohy |
| 5. Abstrakt + klíčová slova česky a anglicky | |

ad 1) Titulní list je koncipován podle požadavků příslušné oborové katedry.

ad 2) Originál zadání BP obdrží student na oborové katedře.

ad 3) Tyto „Zásady pro vypracování bakalářské práce“ následují za originálem zadání BP. („Zásady pro vypracování bakalářské práce“ jsou ke stažení na webových stránkách fakulty).

ad 4) Prohlášení + místopřísežné prohlášení napsané na zvláštním listu (ke stažení na webových stránkách fakulty) a vlastnoručně podepsané studentem s uvedením data odevzdání BP. V případě, že BP vychází ze spolupráce s jinými právníckými a fyzickými osobami a obsahuje citlivé údaje, je na zvláštním listě vloženo prohlášení spolupracující právnícké nebo fyzické osoby o souhlasu se zveřejněním BP.

ad 5) Abstrakt a klíčová slova jsou uvedena na zvláštním listu česky a anglicky v rozsahu max. 1 strany pro obě jazykové verze.

ad 6) Obsah BP se uvádí na zvláštním listu. Zahrnuje názvy všech číslovaných kapitol, podkapitol a statí textové části BP, odkaz na seznam příloh a seznam použité literatury, s uvedením příslušné stránky. Předpokládá se desetinné číslování.

ad 7) Textová část BP obvykle zahrnuje:

- Úvod, obsahující charakteristiku řešeného problému a cíle jeho řešení v souladu se zadáním BP;
- Vlastní rozpracování BP (včetně obrázků, tabulek, výpočtů) s dílčími závěry, vhodně členěné do kapitol a podkapitol podle povahy problému;
- Závěr, obsahující celkové hodnocení výsledků BP z hlediska stanoveného zadání.

BP nemusí obsahovat experimentální (aplikační) část.

BP bude zpracována v rozsahu min. 25 stran (včetně obsahu a seznamu použité literatury).

Text musí být napsán vhodným textovým editorem počítače po jedné straně bílého nelesklého papíru formátu A4 při respektování následující **doporučené** úpravy - písmo Times New Roman (nebo podobné) 12b; řádkování 1,5; okraje – horní, dolní – 2,5 cm, levý – 3 cm, pravý 2 cm. Fotografie, schémata, obrázky, tabulky musí být očíslovány a musí na

ně být v textu poukázáno. Budou zařazeny průběžně v textu, pouze je-li to nezbytně nutné, jako přílohy (viz ad 9).

Odborná terminologie práce musí odpovídat platným normám. Všechny výpočty musí být přehledně uspořádány tak, aby každý odborník byl schopen přezkoušet jejich správnost.

U vzorců, údajů a hodnot převzatých z odborné literatury nebo z praxe musí být uveden jejich pramen - u literatury citován číselným odkazem (v hranatých závorkách) na seznam použité literatury.

Nedostatky ve způsobu vyjadřování, nedostatky gramatické, neopravené chyby v textu mohou snížit klasifikaci práce.

- ad 8) BP bude obsahovat alespoň 10 literárních odkazů, z toho nejméně 3 v některém ze světových jazyků.

Seznam použité literatury se píše na zvláštním listě. **Citaci literatury je nutno uvádět důsledně v souladu s ČSN ISO 690.** Na práce uvedené v seznamu použité literatury musí být uveden odkaz v textu BP.

- ad 9) Přílohy budou obsahovat jen ty části (speciální výpočty, zdrojové texty programů aj.), které nelze vhodně včlenit do vlastní textové části, např. z důvodu ztráty srozumitelnosti.

III.

Bakalářskou práci student odevzdá ve dvou knihařsky svázaných vyhotoveních, pokud katedra garantující studijní obor neurčí jiný počet. Vnější desky budou označeny takto:

nahoře: *Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava*
Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství
Katedra

uprostřed: *BAKALÁŘSKÁ PRÁCE*

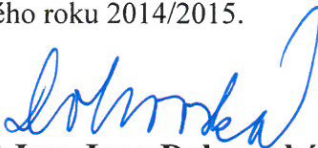
dole: *Rok* *Jméno a příjmení*

Kromě těchto dvou knihařsky svázaných výtisků odevzdá student kompletní práci také v elektronické formě do IS EDISON. Práce vložená v elektronické formě do IS EDISON se musí zcela shodovat s prací odevzdanou v tištěné formě.

IV.

Nesplnění výše uvedených zásad pro vypracování bakalářské práce může být důvodem nepřijetí práce k obhajobě. O nepřijetí práce k obhajobě rozhoduje v tomto případě garant příslušného studijního oboru. Tyto zásady jsou závazné pro studenty všech studijních programů a forem bakalářského studia fakulty metalurgie a materiálového inženýrství Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava od akademického roku 2014/2015.

Ostrava 4. 11. 2014


Prof. Ing. Jana Dobrovská, CSc.
děkanka fakulty metalurgie a materiálového inženýrství
VŠB-TU Ostrava

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního (§60 – školní dílo);
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude archivována v elektronické formě v databázi Ústřední knihovny VŠB – TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci
- k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své bakalářské práce souhlasím s jejím zveřejněním podle zákona č. 111/1998Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (Zákon o vysokých školách) bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Místopřísežně prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci vypracoval samostatně.

V Ostravě

.....
podpis (jméno a příjmení studenta)

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Radimu Trojanovi, Ph.D., vedoucímu mé bakalářské práce, za odborné vedení, cenné rady, připomínky a věnovaný čas při řešení této bakalářské práce.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce řeší teorii a návrh brzdového systému pro osobní automobil. V teoretické části jsou nejprve postupně popsány jednotlivé části hydraulické brzdové soustavy a dále jsou uvedeny vzorce pro její teoretický návrh. V praktické části jsou tyto vzorce použity pro návrh brzdového systému konkrétního reálného automobilu - sportovního elektromobilu SCX vyvinutého na Vysoké škole Báňské v Ostravě. Výpočty jsou zpracovány ve formě tabulky vytvořené v počítačovém programu MS Excel, která umožňuje měnit vstupní parametry.

KLÍČOVÁ SLOVA

Brzdová soustava, návrh brzdové soustavy, brzdy, kotoučová brzda, bubnová brzda

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with theory and proposal of the brake system of car. The theoretical part of thesis contains description of components of the brake system and calculations for its design. The calculations are used in the practical part of the thesis for design brake system of real car - sports electromobil SCX which was developed at Technical University of Ostrava. The calculations are created by software Microsoft Excel so the parameters are changeable.

KEYWORDS

Brake system, proposal of brake system, brakes, disc brake, drum brake

OBSAH

1. ÚVOD.....	9
2. TEORIE BRZDOVÝCH SYSTÉMŮ	10
2.1 ZÁKLADNÍ POJMY	10
2.1.1 DOBA BRZDĚNÍ	10
2.1.2 DRÁHA BRZDĚNÍ	11
2.1.3 BRZDNÁ DRÁHA	11
2.1.4 BRZDNÉ ZPOMALENÍ.....	12
2.2 ČÁSTI A ROZDĚLENÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV	13
2.2.1 ÚSTROJÍ PRO DODÁVKU ENERGIE.....	13
2.2.2 OVLÁDACÍ ÚSTROJÍ.....	13
2.2.3 PŘEVOD BRZDY	13
2.2.4 BRZDA	14
2.2.5 ROZDĚLENÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV PODLE ÚČELU	14
2.3 HYDRAULICKÁ BRZDOVÁ SOUSTAVA	15
2.3.1 POSILOVAČ BRZD.....	16
2.3.2 HLAVNÍ BRZDOVÝ VÁLEC	20
2.3.3 BUBNOVÉ BRZDY	21
2.3.4 KOTOUČOVÉ BRZDY	25
2.3.5 BRZDOVÉ OBLOŽENÍ.....	31
2.3.6 BRZDOVÁ KAPALINA	32
2.3.7 ROZDĚLENÍ BRZDNÉ SÍLY	34
2.3.8 USPOŘÁDÁNÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV	36
3. TEORETICKÝ NÁVRH BRZDOVÉHO SYSTÉMU.....	38
4. PŘÍKLAD NÁVRHU BRZDOVÉHO SYSTÉMU	43
5. ZHODNOCENÍ A ZÁVĚR.....	50
SEZNAM ZDROJŮ	51
SEZNAM PŘÍLOH	53

1. ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá teorií a návrhem brzdového systému pro osobní automobil. Brzdový systém je jedna z hlavních částí automobilu a jeho úkolem je zpomalit, zastavit či zajistit vozidlo. Správná funkce brzdového systému je tedy velice důležitá pro bezpečný provoz automobilu. V dnešní době osobní automobily používají hydraulický brzdový systém, na který je tato práce zaměřena.

Brzdový systém osobního automobilu začíná u brzdového pedálu a končí samotnými brzdami, které brzdou sílu vytvářejí pomocí tření a jejich vlastnosti jsou pro brzdění klíčové. Tyto třecí brzdy mohou být bubnové nebo kotoučové. Zatímco dříve se používaly bubnové brzdy pro nápravu zadní a kotoučové pro nápravu přední, dnes u moderních aut převládá použití kotoučových brzd na obou nápravách. Konstrukce a funkce brzd a dalších součástí hydraulického brzdového systému je popsána v teoretické části této bakalářské práce.

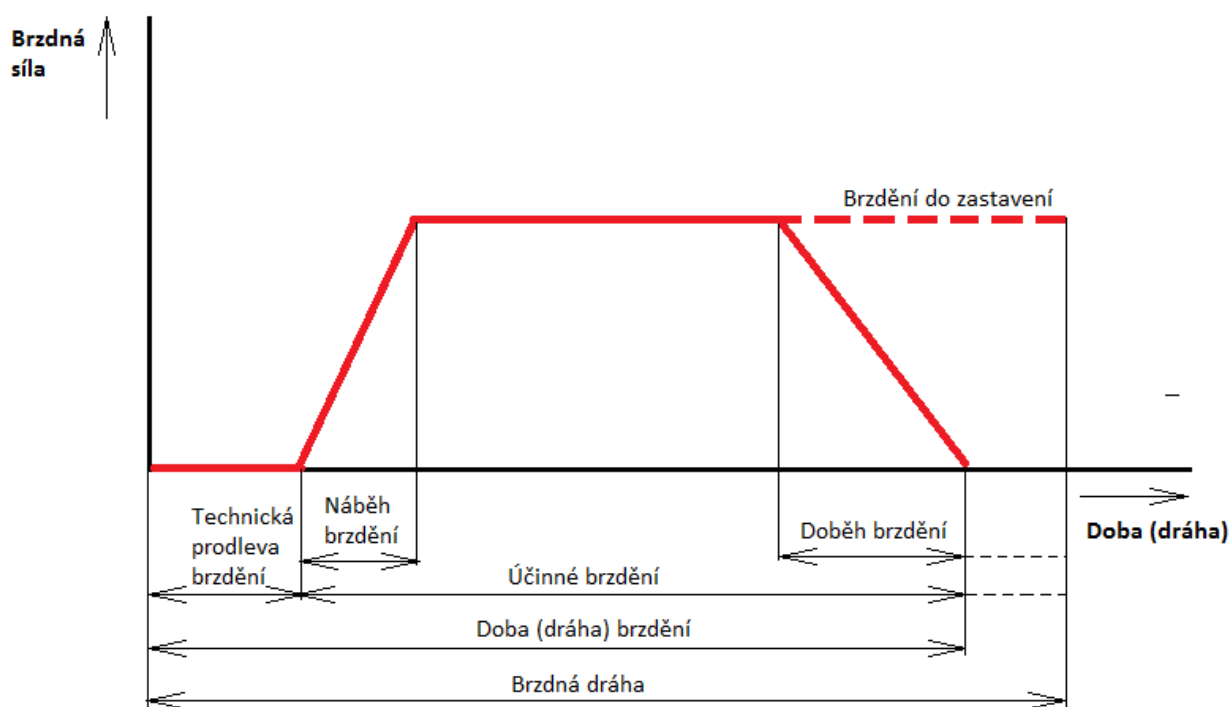
Při návrhu brzdového systému je nutno dodržet zákonné požadavky a zároveň je třeba uvažovat konstrukční možnosti automobilu. Potřebné vzorce pro návrh brzdového systému automobilu jsou nejprve uvedeny teoreticky a poté jsou použity pro výpočet variant brzdového systému sportovního elektromobilu SCX, který byl vyvinut na Vysoké škole Báňské v Ostravě. V mé práci je uveden příklad návrhu brzdového systému, kde byly vybrány díly brzdového systému z automobilu Škoda Superb II 3.6 FSI a dosazeny do praktického výpočtu, jehož cílem je výpočet potřebné síly na pedál při zadaných parametrech.

2. TEORIE BRZDOVÝCH SYSTÉMŮ

Brzdovými systémy rozumíme systémy takové, které jsou umístěny na vozidlech za účelem snížení rychlosti, zastavení či zajištění vozidla. Obvykle se při brzdění využívá tření, které se záměrně vyvolá mezi pevnými a rotujícími částmi automobilu. [1]

2.1 ZÁKLADNÍ POJMY

Základní pojmy z oblasti brzdových systému jsou graficky vyznačené na obr.1.



Obr. 1 Grafické znázornění složek doby respektive dráhy brzdění [2]

2.1.1 DOBA BRZDĚNÍ

Doba mezi začátkem řidičova působení na brzdovou soustavu vozidla a zastavením vozidla, případně zastavením brzdění, vyjádřená v sekundách. Tato doba je složena ze čtyř částí - z doby technické prodlevy brzdy, doby náběhu, účinné doby brzdění a doby doběhu brzdění. [2]

- Doba technické prodlevy brzdy vyznačuje dobu, za kterou se po působení na brzdový pedál projeví brzdňý účinek.
- Doba náběhu brzdění je doba potřebná k dosažení maximálního brzdňého účinku od prvního projevu brzdění.
- Doba doběhu brzdění je doba, která uplyne od konce řidičova působení na brzdovou soustavu do pominutí brzdňého účinku.
- Účinná doba brzdění je doba od začátku projevení brzdňého účinku až po jeho pominutí.

Ke stanovení celkové doby brzdění se připočítává ještě reakční doba řidiče, která se obvykle pohybuje od 0,5 s do 1,2 s. [2]

2.1.2 DRÁHA BRZDĚNÍ

Označení pro vzdálenost v metrech, kterou vozidlo během brzdění urazí. Stejně jako doba brzdění se skládá ze čtyř složek.

- Dráha technické prodlevy brzd je vzdálenost, kterou vozidlo urazí během prodlevy brzd.
- Dráha náběhu brzd je vzdálenost, kterou vozidlo urazí po čas náběhu brzdňého účinku.
- Dráha účinného brzdění je vzdálenost, kterou vozidlo urazí během účinné doby brzdění.
- Dráha doběhu brzdění je vzdálenost, kterou vozidlo urazí během doběhu brzdění. [2]

2.1.3 BRZDNÁ DRÁHA

Brzdná dráha je dráha brzdění až do zastavení vozidla. Zahrnuje dráhu ujetou za reakční dobu řidiče, která je uvedena v kapitole 2.1.1. Brzdná dráha závisí na více faktorech. Hlavním faktorem je počáteční rychlost a stav povrchu vozovky. Dále je důležitý zejména stav pneumatik a kvalita brzd. Srovnání brzdňé dráhy za různých podmínek je uvedeno v tabulce č.1.

2.1.4 BRZDNÉ ZPOMALENÍ

Označuje úbytek rychlosti vozidla za 1 sekundu. Dělí se na okamžité a střední. Okamžité se získá přímo měřením či z diagramů. [2]

Rychlost vozu [km/h]	Reakční dráha [m]	Dráha brzdění [m]	Brzdná dráha [m]
Suchá asfaltová silnice			
50	14	14	28
60	17	20	37
90	25	46	71
110	31	68	99
130	37	95	132
160	45	143	155
Mokrá asfaltová silnice			
50	14	19	33
60	17	28	45
90	25	62	82
110	31	92	123
130	37	127	164
160	45	193	238
Sníh			
50	14	64	78
60	17	93	110
90	25	212	237
110	31	317	348
130	37	443	480
160	45	671	716

Tabulka č.1 Srovnání brzdné dráhy za různých podmínek [3]

2.2 ČÁSTI A ROZDĚLENÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV

Brzdové soustavy se skládají z ústrojí pro dodávku energie, ovládacího ústrojí, převodu, vlastní brzdy a v případě potřeby obsahují i přídatné ústrojí na tažném vozidle. [1]

2.2.1 ÚSTROJÍ PRO DODÁVKU ENERGIE

Slouží pro dodávání energie potřebné pro brzdění. Končí na začátku převodu brzdy. Podle ústrojí na dodávku energie se dělí dle [1] brzdové soustavy následovně:

- přímočará brzdová soustava - energii pro brzdění dodává pouze svalová síla řidiče
- brzdová soustava s posilovačem - kromě svalové síly řidiče je energie dodávána ještě jedním nebo více ústrojími pro dodávku energie
- strojní brzdová soustava - energie pro brzdění není dodávána svalovou silou řidiče, ale jedním nebo více ústrojími pro dodávku energie

2.2.2 OVLÁDACÍ ÚSTROJÍ

Ovládací ústrojí ovládá účinek brzdové soustavy. Začíná buď tam, kde působí řidič nebo tam, kde je přiváděn ovládací signál do brzdové soustavy (v případě ovládání nepřímo či bez zásahu řidiče). Končí na začátku rozvodu energie. [1]

Podle toho, jakým způsobem je energie převáděna z ovládání k brzdám, se rozdělují ovládací soustavy na:

- hydraulické - k přenosu brzdné energie využívají kapalinu
- vzduchové - k přenosu brzdné energie využívají stlačený vzduch
- mechanické - k přenosu brzdné energie se využívá pouze mechanických součástí
- kombinované - k přenosu energie používají kombinaci výše uvedených, například hydromechanické

2.2.3 PŘEVOD BRZDY

Zajišťuje přenos energie z ovládacího ústrojí. Jeho začátek se nachází v místě ukončení ovládacího ústrojí nebo u konce ústrojí pro dodávku energie a konec v místě vlastních brzd. [1]

Podle toho, jak je převod uspořádán, můžeme rozlišit brzdové soustavy takto:

- jedno-okruhová brzdová soustava - má pouze jeden okruh, který v případě poruchy nemůže přenášet brzdou energii a tím pádem se stává soustava nefunkční, v dnešní době se již nepoužívá
- více-okruhová brzdová soustava - jedná se o brzdovou soustavu vybavenou více brzdnými okruhy, které zajišťují funkčnost brzdění v případě poruchy jednoho okruhu

2.2.4 BRZDA

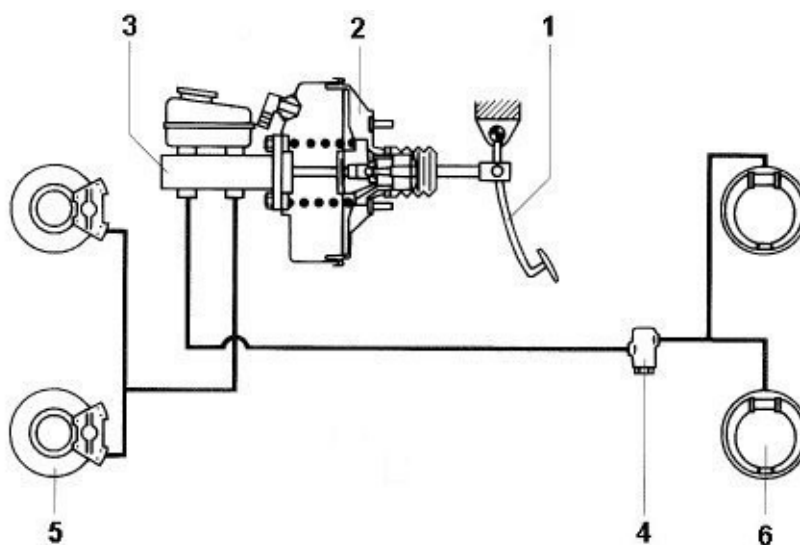
V užším smyslu jsou to části brzdové soustavy, kde se vytvářejí síly, které působí proti pohybu (či proti tendenci pohybu) automobilu. Jsou brzdy třecí (bubnová - kapitola 2.3.3, kotoučová - kapitola 2.3.4) a západkové, u kterých se využívá západkového spojení neotáčejících se částí s částmi pevně spojenými s kolem. Západková brzda se používá pouze na stojícím vozidle. [1]

2.2.5 ROZDĚLENÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV PODLE ÚČELU

- **Provozní brzdová soustava.** Umožňuje řidiči snížit rychlost vozidla nebo úplně zastavit. Vozidlo se však nesmí odchýlit od přímého směru. Ovládány mohou být jen pomocí působení nohy řidiče, jejich účinek musí působit na všechna kola a musí být regulovatelný. [2]
- **Nouzová brzdová soustava.** Zastupuje funkci provozní brzdové soustavy, pokud dojde k jejímu selhání. Nemusí se jednat o samostatnou soustavu, ale může jít o neporušený okruh dvouokruhových brzd nebo parkovací brzdu. Účinek musí působit alespoň na jedno kolo a musí být regulovatelný. [1][2]
- **Parkovací brzdová soustava.** Slouží k zajištění zastaveného vozidla proti pohybu, a to zejména na svahu. [2]
- **Zpomalovací brzdová soustava.** Snižuje nebo ustaluje rychlost, zejména na dlouhém svahu, bez použití jiné brzdové soustavy. Účelem této soustavy není zastavit vozidlo. [2]

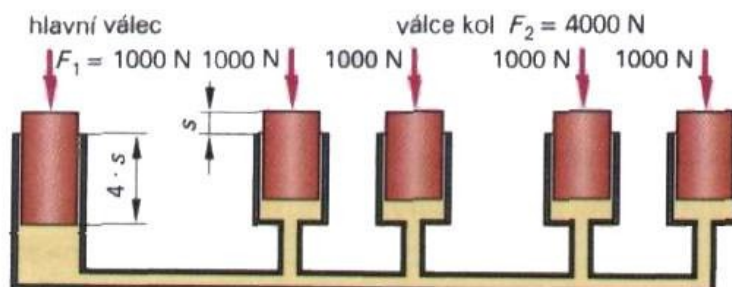
2.3 HYDRAULICKÁ BRZDOVÁ SOUSTAVA

Na obr. 1 je schematické znázornění hydraulického brzdového zařízení, které se běžně u osobních automobilů používá. Pomocí brzdového pedálu (1) je vytvořen v hlavním válci (3) tlak, který je zesílen posilovačem brzd (2). Z nádrže u hlavního brzdového válce se rozvádí brzdová kapalina do brzdových válečků, které přitlačují brzdové čelisti na brzdové kotouče (5) a brzdové bubny (6). Omezovač brzdění (4) reguluje brzdění tlak pro zadní nápravu. Dnes už mají automobily většinou kotoučové brzdy i na zadní nápravě. [1]



Obr. 2 Schéma hydraulického brzdového systému osobního automobilu [4]

Hydraulická brzdová soustava je založena na Pascalově zákonu, který zní: „Tlak vyvolaný vnější silou, která působí na povrch kapaliny v uzavřené nádobě, je ve všech místech kapaliny stejný“, což názorně ukazuje obr.3.



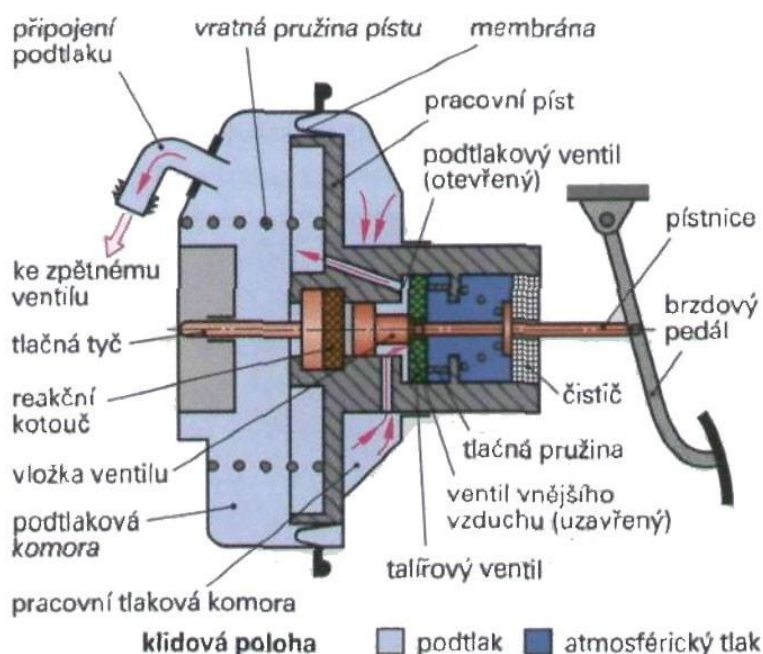
Obr. 3 Princip hydraulické brzdové soustavy [5]

2.3.1 POSILOVAČ BRZD

Jeho funkcí je zesílit tlak, který je vytvořen sešlápnutím brzdového pedálu. Používá se podtlakový nebo hydraulický posilovač brzd.

Podtlakový posilovač

Zážehové motory obvykle odebírají podtlak ze sacího potrubí. Mezi tlakem v sacím potrubí a atmosférickým tlakem je však rozdíl asi jen cca 20 kPa, takže se pro významné zvětšení síly tlačné tyče musí použít pracovní píst velké plochy. Vznětové motory jsou pro vytvoření podtlaku vybavené vakuovým čerpadlem, které pohání motor. [5]



Obr. 4 Podtlakový posilovač [5]

Konstrukce podtlakového posilovače

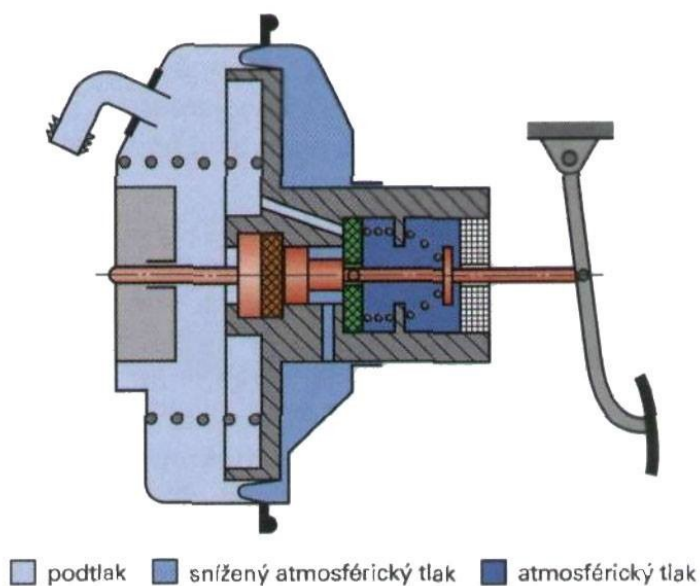
Jak je patrné z obr.4, podtlakový posilovač se skládá ze dvou komor - podtlakové a pracovní. Ty jsou odděleny pracovním pístem. Do podtlakové komory je veden přívod podtlaku se zpětným ventilem, pracovní komora je střídavě spojena s podtlakovou komorou přes podtlakový ventil nebo s atmosférou pomocí ventilu vnějšího vzduchu. Tento dvojitý ventil je ovládán prostřednictvím pedálu brzdy, který působí na pístnici a ta následně přes vložku ventilu a reakční kroužek tlačí na tlačnou tyč hlavního válce. K tomu se přidává rovněž zesílená síla pracovního pístu. [5]

Činnost v klidové poloze

Je uzavřen ventil vnějšího vzduchu, takže je pracovní komora spojena otevřeným podtlakovým ventilem s podtlakovou komorou. To znamená, že v obou komorách je stejný tlak a pracovní píst nemění svou polohu. Podtlakový posilovač v klidové poloze je na obr. 4. [2]

Činnost při částečném brzdění

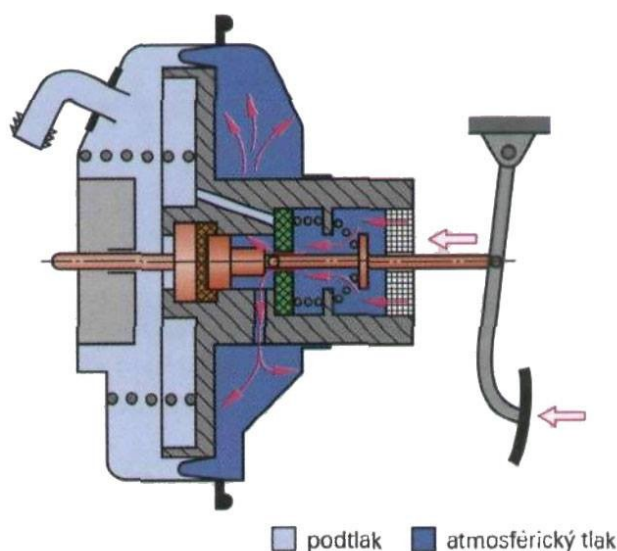
Když dojde k sešlápnutí brzdového pedálu a tím i k posunu tlačné tyče, uzavře se podtlakový ventil a dojde rovněž k stlačení reakčního kroužku vložkou ventilu, což otevře ventil vnějšího vzduchu. Podtlak v pracovní komoře se snižuje do chvíle, kdy tlak brzdové kapaliny v hlavním brzdovém válci zamezí posunu tlačné tyče a současně i reakčního kroužku a vložky ventilu. Dojde k roztáhnutí reakčního kroužku, který tlačí na vložku ventilu. To vede k uzavření ventilu vnějšího vzduchu. Rozdíl tlaku mezi komorami poskytuje posilovací účinek. Činnost podtlakového posilovače při částečném brzdění je zachycena na obr. 5. [2] [5]



Obr. 5 Podtlakový posilovač při částečném brzdění [5]

Činnost při plném brzdění

Pokud se na brzdový pedál působí maximální silou, potom pístnice a reakční síla tlačené tyče způsobí trvalé stlačení reakčního kroužku, takže zůstává otevřený ventil vnějšího vzduchu. Tímto se dosáhne maximálního rozdílu tlaku mezi komorami, což znamená maximální možný posilovací účinek. [5]

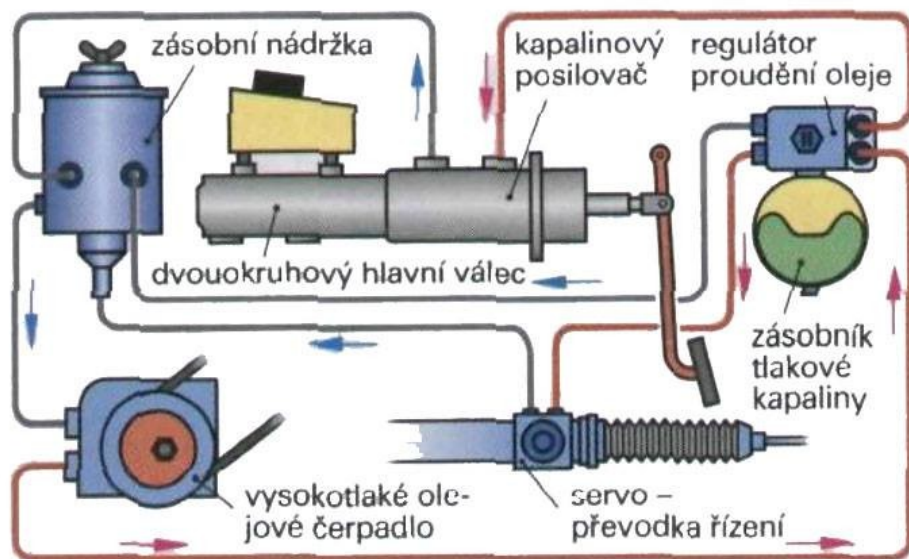


Obr. 6 Podtlakový posilovač při plném brzdění [5]

Hydraulický posilovač

Používá se u automobilů vybavených posilovačem řízení s vysokotlakým hydraulickým čerpadlem, jehož tlak se využije i pro posilovač brzd. Oproti podtlakovému posilovači má menší rozměry a vlivem nezávislosti na chodu motoru je jeho posilovací účinek rovnoměrnější. V případě poruchy motoru vystačí tlak v zásobníku na asi dvanáct zabrzdění. Když v zásobníku tlak klesne nebo dojde k poruše, brzdy bez posilovacího účinku stále fungují. [2]

Schéma hydraulického systému posilovače brzd je na obr. 7. Je složen z vysokotlakého olejového čerpadla servořízení, zásobníku tlaku oleje, regulátoru proudění oleje a hydraulického posilovače brzd s dvouokruhovým hlavním brzdovým válcem.



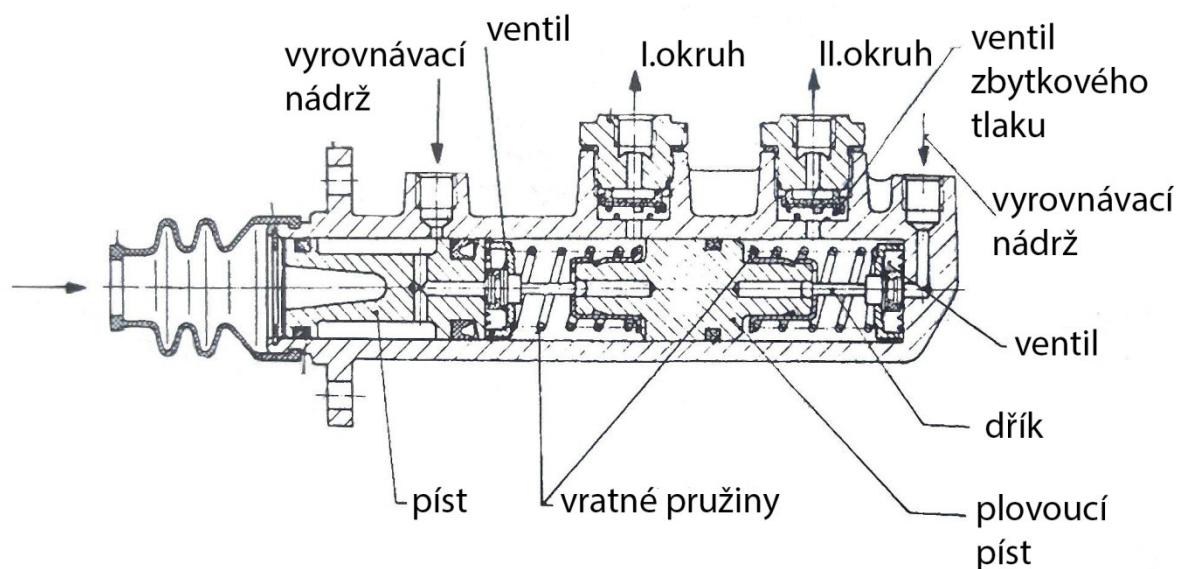
Obr. 7 Schéma hydraulického posilovače [5]

Zásobník tlaku je tvořen dvěma komorami, které jsou rozděleny membránou. V jedné je dusík, druhá obsahuje natlakovaný olej, který proudí z vysokotlakého čerpadla. Olej přes membránu stlačuje dusík a ten tak vytváří zásobu tlaku. Dokud není v zásobníku tlaku 5,5 MPa, tak regulátor proudění oleje odebírá asi 10 % z celkového objemu oleje jdoucího z čerpadla. Pokud je v zásobníku dosaženo požadovaného tlaku, tak regulátor zavře přívod dalšího oleje a ten pak může být využíván ostatními zařízeními v plném objemu. Toto částečné odebírání při naplňování zásobníku tlaku se nijak negativně na funkci ostatních zařízení neprojevuje. [2]

Hydraulický posilovač brzd je s komorou zásobníku obsahující natlakovaný olej spojen pomocí potrubí. Při brzdění olej působí na píst posilovače a vzniká tak posilovací síla na tlačnou tyč hlavního brzdového válce. [2] [5]

2.3.2 HLAVNÍ BRZDOVÝ VÁLEC

Protože se u dnešních automobilů používá dvouokruhová brzdová soustava, je třeba i dvouokruhový hlavní brzdový válec. Jeho hlavním úkolem je rychlý nárůst tlaku v obou brzdových okruzích a musí také umožnit jeho rychlý pokles, když se brzdový pedál uvolní. Dále vyrovnává objem brzdové kapaliny při změně teplot. [5]



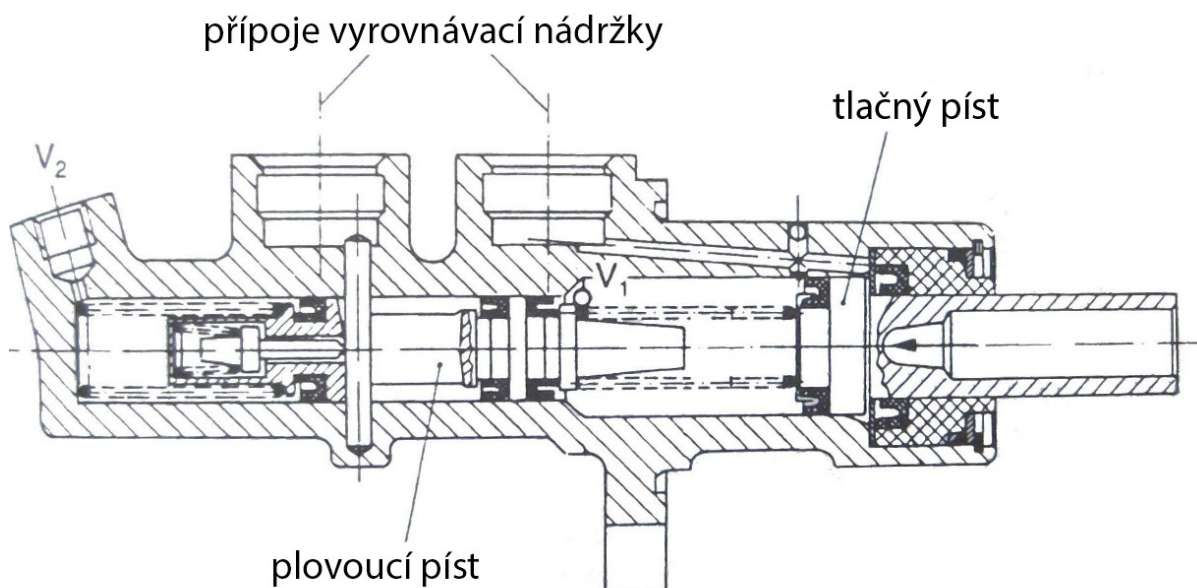
Obr. 8 Tandemový hlavní brzdový válec [1]

Tandemový brzdový válec

Nejčastěji používaným je tandemový brzdový válec, který je na obr. 8. Má dva pracovní prostory řazené v jedné ose a dva písty, z nichž jeden je plovoucí. Pokud silou působíme na brzdový pedál, je píst tlačен do pracovního válce a pomocí ventilů umístěných z obou stran plovoucího pístu dojde k uzavření přístupu brzdové kapaliny do vyrovnávací nádrže. To vede k proudění brzdové kapaliny do prvního brzdového okruhu a současnému posuvu plovoucího pístu, což zvyšuje tlak i v druhém pracovním prostoru, ze kterého proudí kapalina do okruhu druhého. To znamená, že tlaky v obou prostorech se vyrovnají. Vratné pružiny slouží k návratu obou pístů do původní polohy poté, co se brzdový pedál uvolní. Dojde k uvolnění obou ventilů plovoucího pístu a objem brzdové kapaliny se vyrovná v kapalinové nádrži. [1]

Stupňový tandemový válec

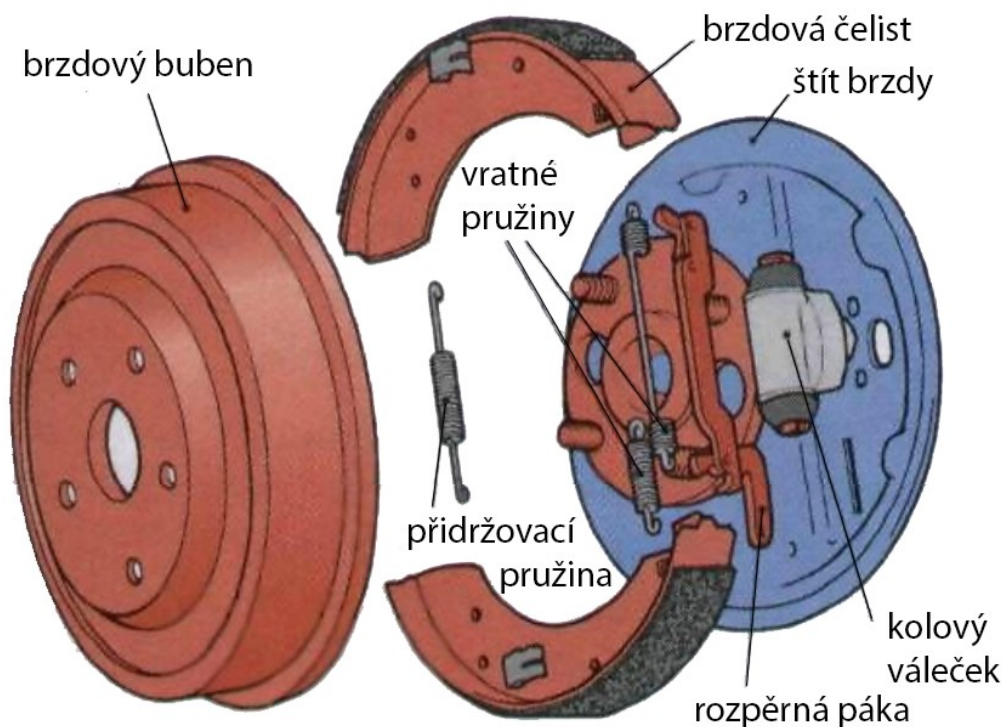
Od tandemového brzdového válce se liší osazeným pracovním prostorem a písty nestejného průměru (obr. 9). Plovoucí píst na jedné straně má menší průměr než píst s tlačnou tyčí. Nestejně plochy plovoucího pístu způsobují, že při brzdění se tlak v brzdových okruzích zvyšuje různě - menší píst způsobí větší tlak. Tento typ tandemového válce se používá zejména v okruhu s kotoučovými brzdami. [1]



Obr. 9 Stupňový tandemový hlavní brzdový válec [1]

2.3.3 BUBNOVÉ BRZDY

U tohoto typu třecí brzdy je otáčející částí buben, který je šrouby přichycen ke kolu automobilu. Vnitřní povrch bubnu vytváří třecí plochu, na kterou jsou při brzdění přitlačovány brzdové čelisti pomocí rozpěrného zařízení. Při provozním brzdění je rozpěrná síla dosahována hydraulickým brzdovým válečkem, u parkovací brzdy se využívá mechanická rozpěrná páka. Tyto ostatní části brzdy jsou umístěny na štítě brzdy, který je pevně připevněn k nápravě. Části bubnové brzdy jsou znázorněny na obr. 10. [4]



Obr. 10 Části bubnové brzdy [5]

Výhodou těchto brzd je jejich umístění v bubnu, takže jsou ochráněny proti znečištění. Dále umožňují snadné přizpůsobení pro funkci parkovací brzdy. Mají rovněž dobrou životnost brzdového obložení. Nevýhodou je, že při delším brzdění dochází k zahřívání a tím snížení brzdného účinku, pokud je zahřátí velké, dochází i k deformaci brzdového bubnu. [2]

Bubnové brzdy se rozlišují podle toho, jak jsou ovládány a uloženy brzdové čelisti. To také ovlivňuje velikost samoposilovacího účinku, způsobeného třecím momentem (obr.13).

Brzda jednonáběžná - Simplex

Jedná se o nejjednodušší typ bubnové brzdy (obr. 11a). Má jednu náběžnou a jednu úběžnou čelist. Přítlačná síla je tvořena společným rozpěrným zařízením. Brzdný účinek je shodný při jízdě dopředu i při couvání. Samoposilovací účinek je sice stejnoměrný, ale poměrně malý. Možnost jednoduchého doplnění funkce parkovací brzdy. [2]

Brzda dvounáběžná - Duplex

Při jízdě vpřed jsou obě čelisti náběžné, takže potřebují každá své rozpěrné zařízení. Jako rozpěrné zařízení se používají zejména jednopístkové brzdové válečky. Brzdný účinek je v porovnání s jednonáběžnou brzdou větší. Při couvání ale pracují obě čelisti jako úběžné. Duplex je na obr. 11b. [2]

Brzda se spřaženými čelistmi

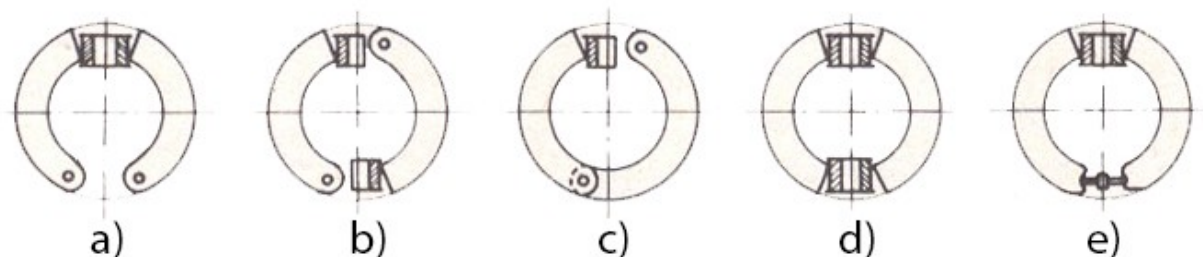
Spřažené čelisti na sebe působí navzájem (obr. 11c). Při jízdě dopředu jsou obě náběžné, při couvání obě pracují jako úběžné. [2]

Brzda obousměrná dvounáběžná Duo-duplex

V tomto případě je brzda vybavena dvěma dvoupístkovými brzdovými válečky, které zajišťují stejný brzdný účinek při jízdě vpřed i vzad (obr. 11d). [2]

Brzda obousměrná dvounáběžná se spřaženými čelistmi - Duo-servo

Obě čelisti působí jako náběžné při jízdě vpřed i vzad. Brzdný účinek je v obou směrech stejný a je třeba jen malé síly. Při použití brzdy jako parkovací se jako rozpěrné zařízení používá brzdový klíč ovládaný lankem. Duo-servo je na obr. 11e.



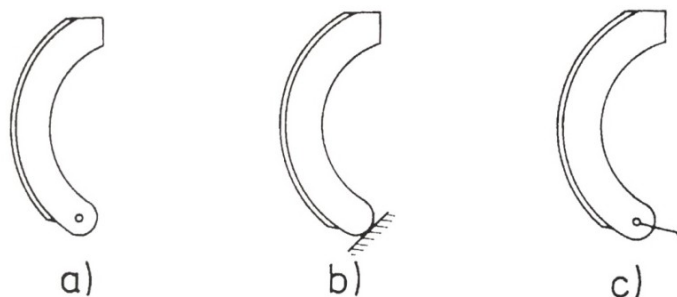
Obr. 11 Druhy bubnových brzd [1]

Brzdové čelisti

Brzdové čelisti jsou vyráběny z ocelového plechu nebo se odlévají ze slitin lehkých kovů. Pro získání potřebné tuhosti mají profil T. [2]

Brzdové čelisti se dají rozdělit z několika hledisek. Základním je dělení podle způsobu uložení druhého konce:

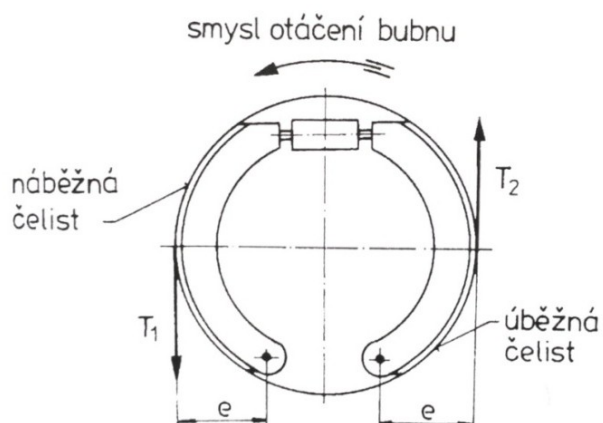
- **Otočné** jsou otočně uloženy na čepu, mají pevný otočný bod a jeden stupeň volnosti (obr.4a).
- **Volné plovoucí** (obr. 13b) nebo **nakotvené** (obr. 13c). Plovoucí jsou opřeny o opěrnou plochu, nakotvené jsou uloženy pomocí výkyvné vzpěry na čepu. Nemají pevný otočný bod, tedy mají dva stupně volnosti. [1]



Obr. 12 Druhy čelistí podle způsobu uložení [1]

Dále čelisti rozlišujeme podle smyslu momentu obvodové síly vzhledem k uložení (obr.14) :

- **Náběžná** - moment třecí síly T_1 . e zvyšuje její přítlak na třecí plochu bubnu
- **Úběžná** - moment třecí síly T_2 . e snižuje její přítlak na třecí plochu bubnu

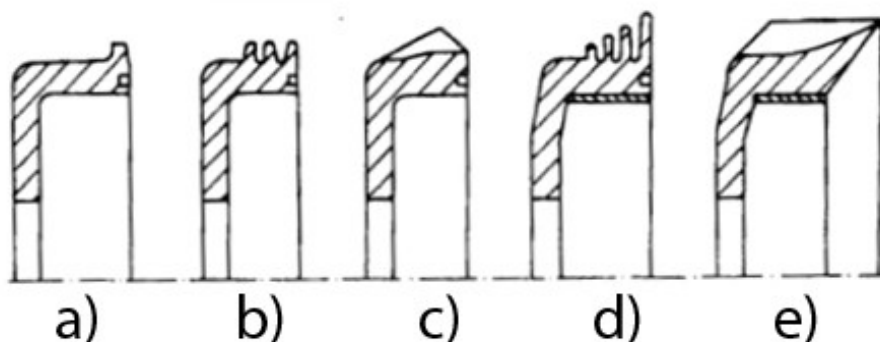


Obr. 13 Úběžná a náběžná čelist bubnové brzdy [1]

Brzdový buben

Většinou bývá vyroben ze šedé, případně temperované litiny. Používají se i lehké slitiny či ocelolitina. Třecí plochy jsou obráběny jemným soustružením či broušením. Protože brzdový buben patří k vysoce namáhaným součástem, musí splňovat určité požadavky. Jedná se zejména o vysokou odolnost proti otěru, stálost tvaru a rozměrů a dobrou tepelnou vodivost. Nesmí radiálně ani axiálně házet či vibrovat. [6]

Na obr. 14 jsou různá konstrukční řešení brzdového bubnu. Obvodové žebro, které se nachází po obvodu bubnu z vnější strany, zabraňuje deformaci třecí plochy (obr.12a). Pro zlepšení tuhosti a lepší odvod tepla jich může být na bubnu umístěno více (obr.12b). Dále mohou být v příčném či šikmém provedení, což zvětšuje chladicí plochu (obr.12c). Použitím dvou materiálů se zvyšuje tepelná odolnost, protože jsou vyrobeny z lehkých slitin, ale mají litinový třecí kroužek. Lehké slitiny mají díky většímu měrnému teplu lepší schopnosti akumulace (obr.14d, obr. 14e).[1]



Obr. 14 Konstrukční řešení brzdového bubnu [1]

Rozpěrné zařízení

U osobních automobilů tvoří rozpěrné zařízení kapalinový válec (tzv. kolový válec). Rozpěrná síla vzniká tak, že do pracovního prostoru je přivedena kapalina, která působí na píst a tlačným čepem se přenáší na brzdovou čelist. Existují dvě provedení kolového válce - jednočinný a dvojčinný. Jednočinný má jeden píst a používá se u brzd duplex a servo. U dvojčinného se od sebe pohybují dva písty a každý přenáší ovládací sílu na jednu čelist. Používá se u brzd simplex a duo-servo). [1]

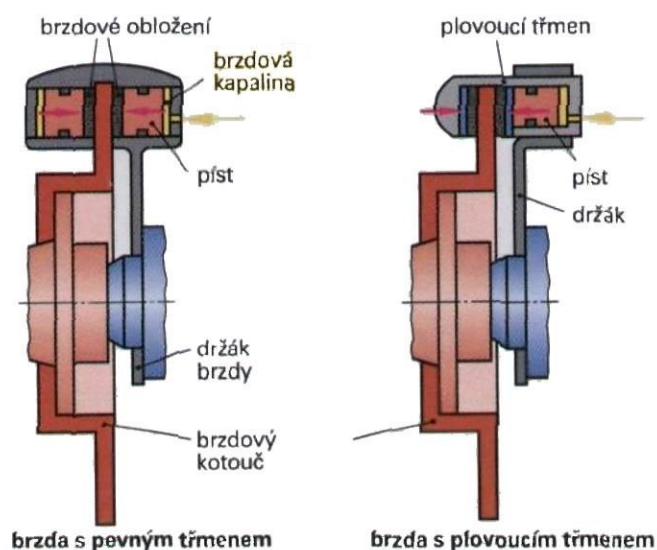
2.3.4 KOTOUČOVÉ BRZDY

Stejně jako bubnová brzda i kotoučová brzda pracuje na principu tření. Pevnou částí je zde brzdový třmen, otáčející částí je kotouč, který je šrouby spojen s kolem vozidla. Brzdění probíhá tak, že brzdové desky se přitlačují na brzdový kotouč a tím vznikne tření. U provozní brzdy se brzdové destičky pohybují prostřednictvím brzdových pístů, u parkovací brzdy je pohyb zajištěn lanovodem a mechanickým převodem. Při opotřebení se kotoučové brzdy seřizují samočinně deformací těsnicího kroužku, který se při brzdění pružně zdeformuje a

při návratu do původní polohy s sebou vrací i písty, takže je zajištěna nejmenší potřebná vůle, tj. cca 0,15mm. [4]

Kotoučové brzdy jsou konstrukčně jednodušší, což se projevuje v nižší hmotnosti, jsou také výkonnější a spolehlivější. Mezi další výhody patří malá změna součinitele tření při dlouhodobém brzdění, což je dáno dobrým odvodem tepla z kotouče, takže brzdný účinek je u těchto brzd stabilní. Brzdové obložení se opotřebuje rychleji než u brzd bubnových, ale jeho výměna je velice jednoduchá. Vlivem působení odstředivých sil na kotouč dochází k samočistění od prachu a různých nečistot. Nevýhodou je nutnost velké ovládací síly, která je potřeba z důvodu malého převodu. Proto jsou téměř vždy doplněny o posilovač brzd. Také dochází k většímu zahřátí kotouče (až cca 500°C), které způsobuje riziko vzniku parních bublin v brzdové kapalině. Oproti bubnovým brzdám je u kotoučových brzd složitější a nákladnější uzpůsobení pro souběžnou funkci parkovací brzdy. Používají se pro brzdění přední i zadní nápravy, i když právě kvůli obtížné konstrukci parkovací brzdy se někdy pro zadní nápravu používají bubnové brzdy. Dalším konstrukčním řešením je kombinace bubnové brzdy s kotoučovou, kdy obě brzdy tvoří jeden celek a kotoučová brzda je využívána pro provozní brzdění, zatímco bubnová brzda plní funkci parkovací brzdy. [1] [6]

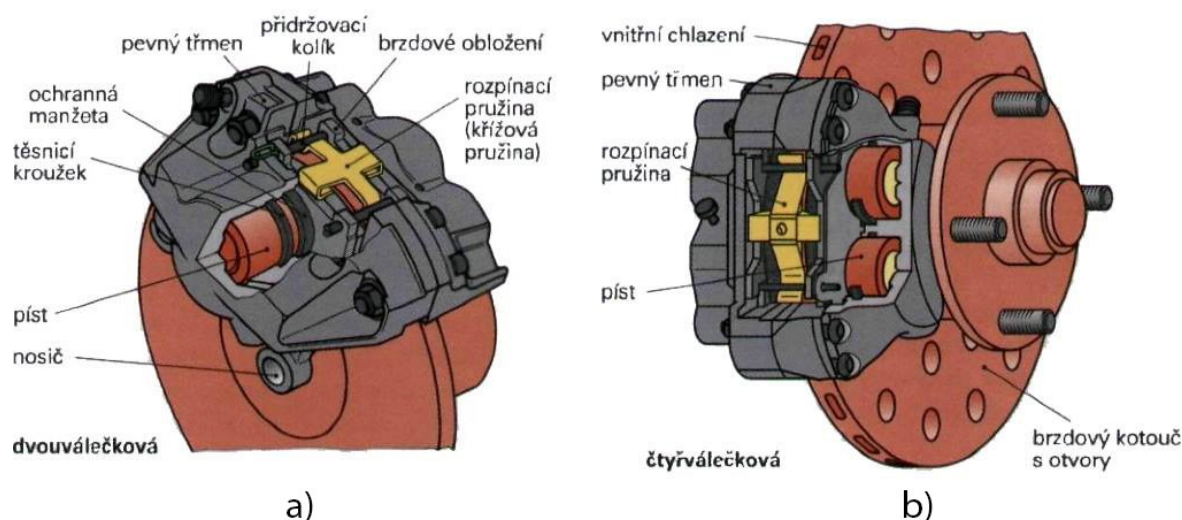
Podle třmenu se kotoučové brzdy rozdělují na kotoučové brzdy s pevným třmenem a kotoučové brzdy s plovoucím třmenem. Schéma obou typů je na obr.15.



Obr. 15 Druhy kotoučových brzd [5]

Kotoučová brzda s pevným třmenem

Tento typ kotoučové brzdy má pevný, tedy nepohyblivý třmen. Nejčastěji se vyrábí dvouválečková (obr. 16a) a čtyřválečková varianta (obr. 16b), existují však i víceválečkové. Třmen je tvořen dvěma částmi a to víkem a přírubovou skříní. Části jsou k sobě připevněny šrouby a v každé z nich je dutina. Dutina tvoří brzdový váleček, v němž jsou umístěny brzdové pístky s těsníci pryžovými kroužky, pryžovými protiprachovými manžetami a svěracími kroužky. Brzdové válečky jsou propojeny buď kanály, nebo brzdovým potrubím. Brzdění probíhá tak, že brzdová kapalina tlačí na pístky brzdových válečků proti brzdovému obložení, které je přitlačováno na brzdový kotouč z obou stran. [2]



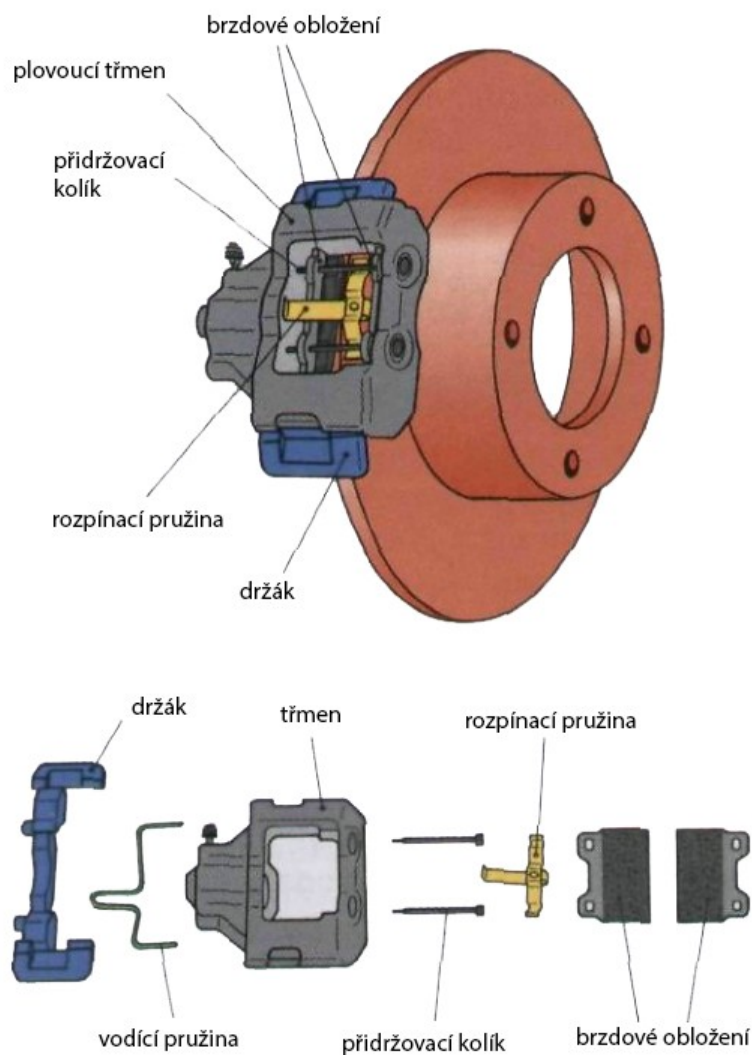
Obr. 16 Varianty kotoučové brzdy s pevným třmenem [5]

Kotoučová brzda s plovoucím třmenem

Zde je třmen pohyblivý. Oproti kotoučové brzdě s pevným třmenem má nižší hmotnost a je rozměrově menší a výhodou také je, že nedochází k takové tvorbě bublin páry v brzdové kapalině. To je dáno umístěním válečků jen z jedné strany (strana držáku). Snadná je výměna kotouče i obložení bez nutnosti demontáže držáku. Ten je uchycen na závěsech kol. Podle vedení třmenu v držáku se nejčastěji používá vedení zuby (obr. 17) a vedení čepem (obr. 18). [5]

Kotoučová brzda s plovoucím třmenem a s vedením zuby

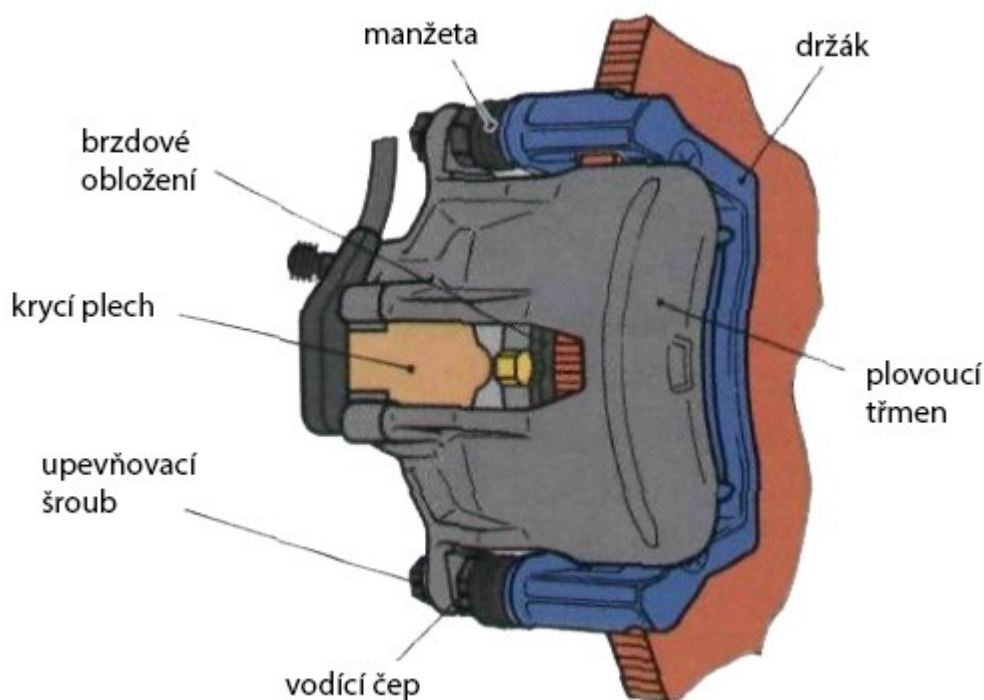
Držák třmenu je z každé strany vybaven dvěma zuby a třmen je na nich posuvně uložen pomocí dvou drážek opatřených kluzným materiálem, což umožňuje posuv třmenu. Funkcí vodící pružiny je přitlačování třmenu na zuby držáku pro zamezení klapání. [5]



Obr. 17 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem a zubovým vedením [5]

Kotoučová brzda s plovoucím třmenem a s vedením čepem

Toto provedení má na straně držáku dva vodící čepy, které jsou přišroubovány v třmenu. Třmen je posuvně uložen ve dvou otvorech držáku vybavených teflonovou kluzkou vložkou. [5]

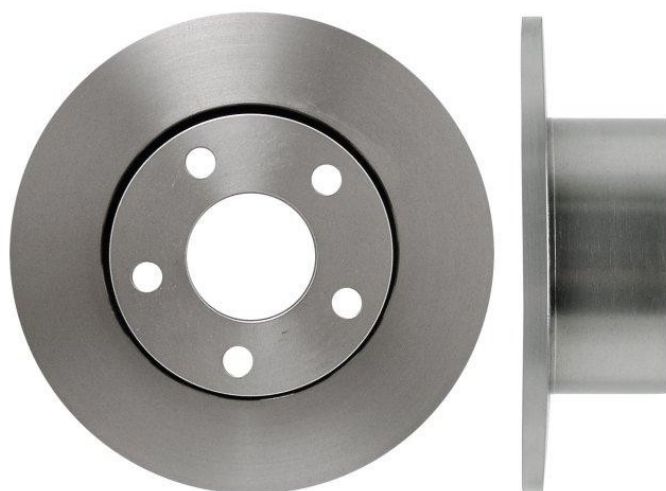


Obr. 18 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem a vedením čepem [5]

Princip brzdění u obou typů kotoučových brzd s plovoucím třmenem je stejný. Jakmile se brzda posune naprázdno, tak písty ve třmenu začnou tlačit vnitřní brzdové obložení směrem proti brzdovému kotouči. To vyvolá reakční sílu, která způsobí posuv třmenu opačným směrem. Opět dojde k posuvu naprázdno a poté k přitlačení rovněž vnějšího brzdového obložení. [5]

Brzdový kotouč

Brzdový kotouč je vyráběn z temperované litiny nebo ocelolitiny. Povrch, který tvoří třecí plochu, je broušen, protože jeho jakost silně ovlivňuje opotřebení třecích segmentů. Nejjednodušší je plochý kotouč, jehož nevýhodou je snadný průchod tepla k ložiskům kola. Tato nevýhoda je řešena kotoučem s hrncovým tvarem (obr. 19). Varianta s dutými prostory opatřenými radiálními kanálky, takzvané kotouče s vnitřním chlazením, zvyšuje účinnost chlazení (obr. 20). [1]



Obr. 19 Brzdový kotouč bez vnitřního chlazení [7]



Obr. 20 Brzdový kotouč s vnitřním chlazením [8]

2.3.5 BRZDOVÉ OBLOŽENÍ

U bubnových brzd se brzdové obložení nachází na brzdových čelistech (obr. 21), kde je přilepeno či přinýtováno, u kotoučových se lepí na kovové brzdící segmenty (obr. 22). Obložení musí splňovat vysoké požadavky na tepelnou a mechanickou pevnost, životnost a stálý součinitel tření, který je důležitý pro stabilní brzdný účinek. Jejich vlastnosti nesmí být ovlivněny vodou ani případnými nečistotami. [2]



Obr. 21 Brzdové obložení brzdové čelisti [9]

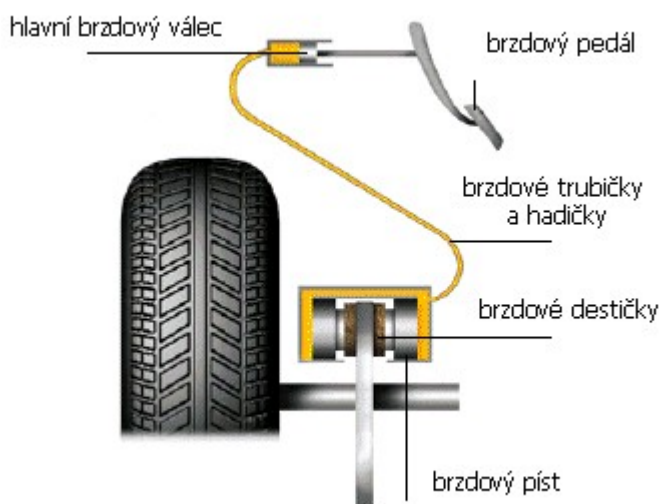


Obr. 22 Brzdové obložení brzdové destičky [10]

Pro výrobu brzdového obložení jsou nejčastěji využívány organické materiály nebo spékané práškové kovy (pro velmi vysoké namáhání). Obložení vyrobené z organických materiálů se skládá z práškových či vláknitých minerálních, kovových, keramických nebo organických látek, u kterých je použito organické pojivo jako kaučuk a pryskyřice. Dříve se používal azbest, u kterého však byl prokázán negativní vliv na zdraví, což vedlo k nahrazování tohoto materiálu uhlíkovými, skleněnými a ocelovými vlákny. Obložení odolává teplotám až cca 800°C a jeho třecí koeficient převyšuje hodnotu 0,4. [2]

2.3.6 BRZDOVÁ KAPALINA

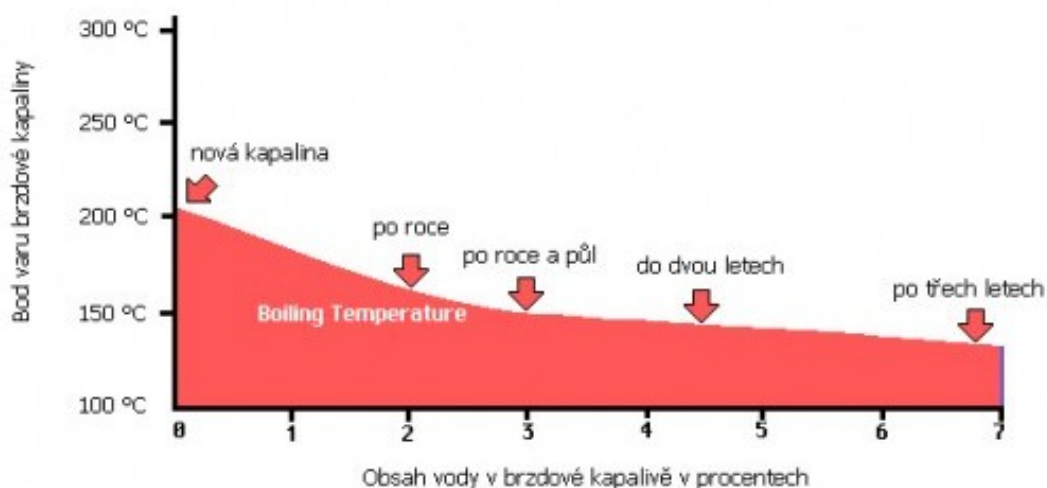
Jejím účelem je přivádět brzdnu sílu z brzdového válce až k samotným brzdovým mechanismům kol vozidla(obr. 23). Dále také působí antikorozně na části hydraulické soustavy, které zároveň maže. Brzdová kapalina musí splňovat nároky na stálou a nízkou viskozitu a měla by mít co nejvyšší bod varu, aby se netvořily parní bubliny. Také musí být chemicky neutrální. [5] [1]



Obr. 23 Schéma působení brzdové kapaliny [6]

Brzdové kapaliny jsou vyráběny zejména na bázi alkoholu, kterým bývá glykol a glykoleterové směsi s přísadami. Jsou vysoce hyroskopické, což znamená, že ze svého okolí odebírají vlhkost. Voda se do brzdové kapaliny dostává netěsností brzdového systému. Postupem času podíl vody v kapalině narůstá a to zapříčiňuje pokles jejího bodu varu. To dále vede k vytváření parních bublin, které jsou stlačitelné, a tím pádem brzdový účinek klesá. Pokud dosáhne podíl vody velkých hodnot, nemusí se brzdový účinek dostavit ani po sešlápnutí brzdového pedálu až k podlaze. Obsah vody také ruší antikorozní účinky brzdové kapaliny. [6]

Běžně používanými jsou kapaliny specifikace DOT 3, DOT 4 a DOT 5.1. Všechny jsou na bázi ethylen-glykolu a liší se od sebe bodem varu, který je u DOT 3 nejnižší a s vyšším číslem označení stoupá. Změna bodu varu v závislosti na procentuálním zastoupení vody u DOT 3 je patrná z obr. 24. Odlišná je kapalina s označením DOT 5, která je na rozdíl od předchozích na silikonové bázi. [11]



Obr. 24 Graf závislosti bodu varu na obsahu vody v brzdové kapalině [12]

Hodnoty mokrého a suchého bodu varu pro jednotlivé kapaliny jsou uvedeny v tabulce č.2. Jedná se však o předepsané minimální hodnoty. To znamená, že některý z typů brzdové kapaliny DOT 4 může mít vyšší bod varu než určitý typ DOT 5. Obě kapaliny však musí splňovat výše uvedené hodnoty.

	Suchý bod varu [°C]	Mokrý bod varu [°C]	Max. kinematická viskozita při -40 °C [mm ² /s]
DOT 3	205	140	1500
DOT 4	230	155	1800
DOT 5	260	180	900
DOT 5.1	270	190	900

Tabulka č.2 Srovnání brzdových kapalin [7]

Suchý bod varu označuje bod varu v nové kapalině, která neobsahuje žádnou vodu. Mokrý bod varu je bod varu v brzdové kapalině, která již obsahuje cca 4% vody. Tato průměrná hodnota byla zjištěna DOTem (Department of Transportation, americké ministerstvo dopravy) u náhodně vybraných automobilů, které byly delší čas v provozu. [8]

Dále je v tabulce č.2 uvedena maximální kinematická viskozita při teplotě -40 °C. Kinematická viskozita je stanovena z doby, za jakou proteče určité množství brzdové kapaliny tenkou dlouhou zkušební trubičkou při dané teplotě. Viskozita je důležitá u vozů

s elektronickými brzdovými systémy, protože na ní závisí rychlost šíření tlakových pulzů. Pokud je viskozita brzdové kapaliny odlišná od viskozity, pro kterou je brzdový systém konstruován, doba reakce se změní a systémy ABS nebo ESP to mohou vyhodnotit jako poruchu a přepnout se do nouzového režimu. [12]

Z obr. 25 je patrné, že brzdové kapaliny na bázi etylen-glykolu, tedy DOT 3, DOT 4 a DOT 5.1 jsou navzájem mísitelné. Naopak DOT 5 se s ostatními míchat nesmí. Nelze ji použít v jiném brzdovém systému, než přímo určeném pro DOT 5, došlo by totiž k vážnému poškození daného systému. [13]

	DOT 3	DOT 4	DOT 5	DOT 5.1
DOT 3	✓	✓	✗	✓
DOT 4	✓	✓	✗	✓
DOT 5	✗	✗	✓	✗
DOT 5.1	✓	✓	✗	✓

✓ Kompatibilní. Může být mísená či zaměňována

Obr. 25 Kompatibilita brzdových kapalin [13]

2.3.7 ROZDĚLENÍ BRZDNÉ SÍLY

Při brzdění dochází ke změně zatížení náprav. V případě brzdění v přímém směru se ve většině případů zatěžuje přední náprava a odlehčuje náprava zadní. Při brzdění v zatáčce jsou zatěžována kola vnější a odlehčována vnitřní. Velikost změny závisí na brzdném zpomalení, rozložení nákladu i zatížení. Brzdy by měly být navrženy tak, aby při průměrném brzdném zpomalení a zatížení byl automobil říditelný a směrově stabilní. Pokud však dojde k výraznému odchýlení od průměrných hodnot, jsou možné dvě situace, buď nastane zablokování zadních kol, což vede ke smyku vozu, nebo dojde k zablokování předních kol a vozidlo je neřiditelné. Zablokování zadních brzd předchází omezovač brzdné síly, regulátor brzdné síly nebo rozdělovač brzdné síly. [2]

Omezovač brzdné síly

Omezovač brzdné síly se nachází v brzdovém vedení k brzdám zadní nápravy. Do stanovené hodnoty propouští tlak z hlavního brzdového válce, pokud je však dosaženo tzv. přepínacího tlaku, tak omezovač zabrání dalšímu zvyšování tlaku v zadních brzdách. [2]

Regulátor brzdné síly

Někdy bývá používán místo omezovače brzdné síly regulátor. Na rozdíl od omezovače u regulátoru nedojde k zastavení zvyšování tlaku, ale po dosažení přepínacího tlaku se tlak v zadních brzdách dále zvyšuje v určitém poměru k nárůstu tlaku v předních brzdách. U zadních brzd je růst brzdného tlaku menší. [2]

Zátěžový regulátor

Zátěžovým regulátorem jsou vybaveny zejména vozy s velkou změnou zatížení zadní nápravy. Zátěžový regulátor je pevně spojen s karoserií a pomocí pákového mechanismu se zadní nápravou. Když dojde k propružení, změní se vzdálenost mezi karoserií a zadní nápravou. Tato změna je pákovým mechanismem přenesena na pístek uložený v tělese regulátoru. Přepínací tlak se mění podle zatížení regulačních pružin, takže tlak v brzdách zadní nápravy je závislý na zatížení a změně zatížení při brzdění. To znamená, že zadní kola jsou lépe využívána pro brzdění při libovolném zatížení. [2]

Elektronický rozdělovač brzdné síly

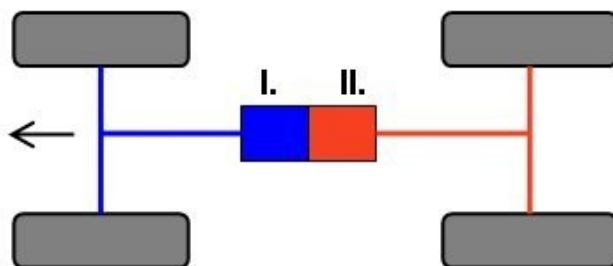
Označuje se zkratkou EBV, z německého Elektronischer Bremskraft Verteiler. Používá se velice často u automobilů vybavených ABS pro regulaci brzdného účinku na zadní nápravě a to před použitím ABS nebo v případě jeho výpadku. Systém EBV používá elektromagnetické ventily systému ABS. Vozidla s tímto systémem nemají regulátory brzdného účinku, takže v případě nefunkčnosti EBV dochází k přebrzdění zadní nápravy. [2]

2.3.8 USPOŘÁDÁNÍ BRZDOVÝCH SOUSTAV

U dnešních automobilů se podle zákonů musí používat kvůli bezpečnosti dvouokruhové brzdové systémy. Dojde-li k poruše na jednom z okruhů, bude vůz schopen brzdit druhým okruhem, jehož funkce zůstane zachována. Existuje několik typů zapojení brzdových okruhů:

Uspořádání II - přední/zadní

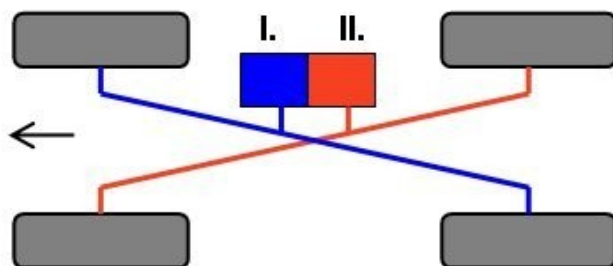
Každý okruh brzdí jednu nápravu (obr. 26). Pokud dojde k poruše na předním okruhu, tak okruh zadních brzd vytvoří pouze malý brzdný účinek. Používají se buď všechny brzdy kotoučové, nebo všechny bubnové. Případně přední kotoučové a zadní bubnové. Rozdělení brzdné síly na nápravách je v cca poměru 70 % : 30 % (přední : zadní). [2]



Obr. 26 Uspořádání II [4]

Uspořádání X - diagonální

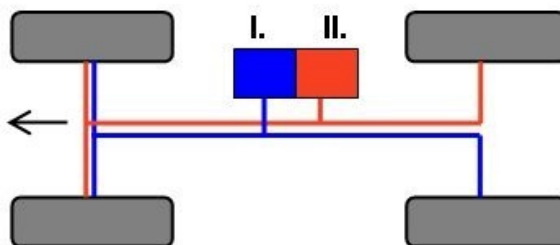
V tomto případě je každý z brzdových okruhů tvořen předním kolem a diagonálním zadním kolem (obr. 27). Použití brzd je shodné s uspořádáním II. Rozdělení brzdné síly okruhů je cca 50 % : 50 %. [2]



Obr. 27 Uspořádání X [4]

Uspořádání LL - trojúhelníkové

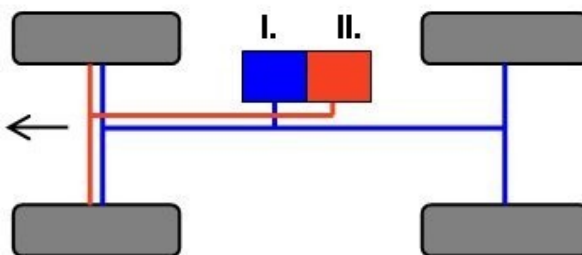
Zde každý brzdový okruh brzdí obě kola přední nápravy a jedno kolo nápravy zadní (obr. 28). U brzd přední nápravy se používají čtyřpístkové kotoučové brzdy. [2]



Obr. 28 Uspořádání LL [4]

Uspořádání HI - čtyři-dva

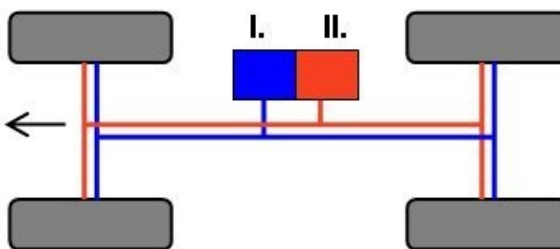
V tomto případě první brzdový okruh brzdí přední i zadní nápravu, druhý pouze přední (obr. 29). Stejně jako u uspořádání LL se i v tomto uspořádání používají na přední nápravě čtyřpístkové kotoučové brzdy. Používá se méně často. [2]



Obr. 29 Uspořádání HI [4]

Uspořádání HH - čtyři-čtyři

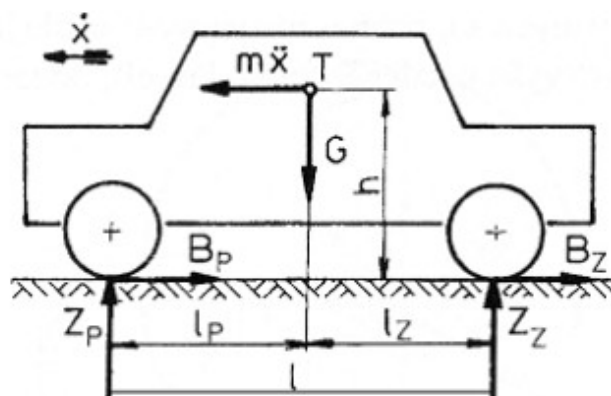
U uspořádání HH musí být na všech čtyřech kolech čtyřpístkové kotoučové brzdy a každý z okruhů působí na dva pístky kotoučových brzd na obou nápravách (obr. 29). [2]



Obr. 30 Uspořádání HH [10]

3. TEORETICKÝ NÁVRH BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Tento teoretický výpočet brzdové soustavy automobilu vychází ze znalosti hmotnosti automobilu a její rozložení na nápravách. Výpočet postupuje dále pomocí známých rozměrů součástí brzdového systému. Přes zjištění brzdných sil na jednotlivých kolech a třecích sil působící na brzdové kotouče, se vypočítá tlak, který je vyvozen silou od pedálu zesílenou posilovačem brzd. Výsledkem je zjištění samotné síly, kterou působí řidič na brzdový pedál.



Obr. 31 Síly působící na vozidlo [14]

Z obr.31 vyplývá

$$B_p + B_z = m \cdot \ddot{x} \quad (1)$$

kde B_p je brzdná síla působící na přední nápravu, B_z je síla působící na nápravu zadní, m je celková hmotnost vozidla a \ddot{x} je zpomalení a .

Dále platí, že poměrné zpomalení z se vypočítá ze vztahu

$$z = \frac{a}{g} \quad (2)$$

Z toho vyplývá

$$a = g \cdot z \quad (3)$$

Tento vztah se dosadí do rovnice (1), potom vznikne vztah

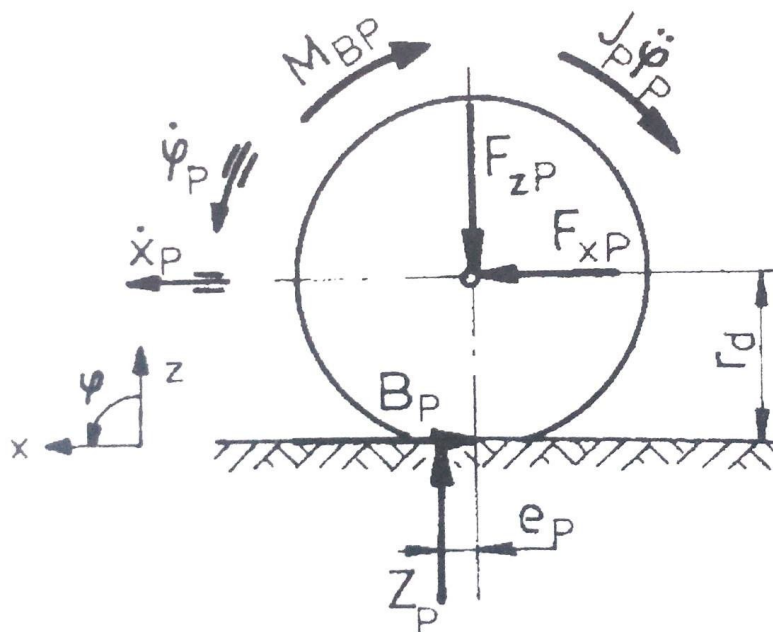
$$B_p + B_z = m \cdot g \cdot z \quad (4)$$

A protože platí

$$m \cdot g = G \quad (5)$$

Upravíme rovnici (4) následovně

$$B_p + B_z = G \cdot z \quad (6)$$



Obr. 31 Momenty a síly působící na kolo vozidla [14]

Pokud se zanedbají valivé odpory a setrvačné účinky otáčejících hmot, potom platí pro brzdnu sílu na přední nápravě

$$B_p = \frac{M_{BP}}{r_d} \quad (7)$$

Analogicky pro zadní nápravu

$$B_z = \frac{M_{BZ}}{r_d} \quad (8)$$

Kde M_{BP} je brzdny moment na přední nápravě, M_{BZ} je moment na zadní nápravě a r_d je poloměr kola.

Brzdny moment pro přední nápravu se tedy získá úpravou rovnice (7)

$$M_{BP} = B_p \cdot r_d \quad (9)$$

Brzdny moment pro zadní nápravu se získá obdobně úpravou rovnice (10)

$$M_{BZ} = B_z \cdot r_d \quad (11)$$

Poměr brzdných momentů lze definovat jako

$$i = \frac{M_{BP}}{M_{BP} + M_{BZ}} \quad (12)$$

$$1 - i = \frac{M_{BZ}}{M_{BP} + M_{BZ}} \quad (13)$$

Dosazením vztahů (6) a (7) do těchto rovnic se získá poměr brzdných sil

$$i = \frac{B_P}{B_P + B_Z} = \frac{B_P}{G \cdot z} \quad (14)$$

$$1 - i = \frac{B_Z}{B_P + B_Z} = \frac{B_Z}{G \cdot z} \quad (15)$$

Z toho pro brzdou sílu na přední nápravě platí (předpoklad znalosti poměru rozložení brzdné síly na nápravách)

$$B_P = i \cdot G \cdot z \quad (16)$$

Pro brzdou sílu na zadní nápravě platí

$$B_Z = (1 - i) \cdot G \cdot z \quad (17)$$

Dále se vypočítá brzdá síla pro jednotlivá kola na nápravách. Pro kola přední nápravy

$$B_{PK} = \frac{B_P}{2} \quad (18)$$

Obdobně pro kola zadní nápravy

$$B_{ZK} = \frac{B_Z}{2} \quad (19)$$

Protože se počítá s brzdovým kotoučem, který je brzděn z obou stran třecí silou F_{TK} , platí vztah pro přední kola

$$B_{PK} \cdot r_d = 2 \cdot F_{TKP} \cdot r_{KFP} \quad (20)$$

Pro kola zadní nápravy

$$B_{ZK} \cdot r_d = 2 \cdot F_{TKZ} \cdot r_{KFZ} \quad (21)$$

kde r_{KF} je poloměr, na kterém působí třecí síla mezi brzdovým kotoučem a brzdovou destičkou.

Pro přední nápravu se vypočítá vztahem

$$r_{KFP} = r_{KP} - \frac{h_d}{2} \quad (22)$$

Pro zadní nápravu

$$r_{KFZ} = r_{KZ} - \frac{h_d}{2} \quad (23)$$

kde r_K je poloměr brzdového kotouče na dané nápravě a h_d je výška styčné plochy brzdové destičky s brzdovým kotoučem.

Následně lze vyjádřit třecí sílu F_{TK} , která je potřeba pro ubrzdění kotouče jednotlivých kol na přední nápravě

$$F_{TKP} = \frac{B_{PK} \cdot r_d}{2 \cdot r_{KFP}} \quad (24)$$

na zadní nápravě

$$F_{TKZ} = \frac{B_{ZK} \cdot r_d}{2 \cdot r_{KFZ}} \quad (25)$$

Rovněž platí vztah pro smykové tření mezi kotoučem a brzdovým obložením

$$F_{TKP} = F_{NP} \cdot f \quad (26)$$

respektive

$$F_{TKZ} = F_{NZ} \cdot f \quad (27)$$

kde f je koeficient smykového tření mezi brzdovým kotoučem a brzdovým obložením.

Síly F_{NP} a F_{NZ} jsou normálové síly působící na kotouč.

$$F_{NP} = \frac{F_{TKP}}{f} \quad (28)$$

$$F_{NZ} = \frac{F_{TKZ}}{f} \quad (29)$$

Ze známé plochy pístku třmenu brzdy S_p spočítáme tlak, který je třeba pro vyvolání této síly.

Pro přední nápravu

$$p_P = \frac{F_{NP}}{S_p} \quad (30)$$

Pro zadní nápravu

$$p_Z = \frac{F_{NZ}}{S_p} \quad (31)$$

Podle Pascalova zákona je v celém hydraulickém systému stejný tlak, který byl vytvořen v hlavním brzdovém válci silou F_{BV} . Pro výpočet této síly se musí dosadit vyšší z tlaků, aby došlo k zabrzdění všech kol.

$$F_{BV} = p \cdot 2S \quad (32)$$

kde $2S$ znamená plochu dvou pístů v tandemovém hlavním brzdovém válci za předpokladu, že oba písty mají stejný průměr.

Jedná se o sílu, která je součtem síly posilovače brzd a síly jdoucí od brzdového pedálu

$$F_{BV} = F_{PO} + F_{PED} \quad (33)$$

Pro sílu posilovače platí

$$F_{PO} = p_p \cdot S_p \quad (34)$$

kde p_p je podtlak posilovače a S_p jeho plocha

Pro sílu od pedálu platí

$$F_{PED} = F_{BV} - F_{PO} \quad (35)$$

a dále

$$F_{PED} = F \cdot i_p \quad (36)$$

kde F je síla nohy řidiče a i_p pákový poměr pedálu

Z toho vyplývá vztah pro sílu F , kterou řidič působí na pedál

$$F = \frac{F_{PED}}{i_p} \quad (37)$$

4. PŘÍKLAD NÁVRHU BRZDOVÉHO SYSTÉMU

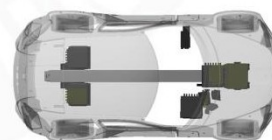
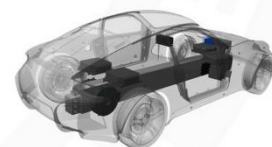
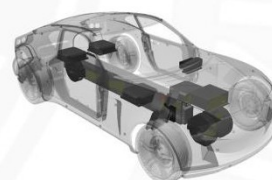
Tato kapitola je zaměřená na použití výpočtů z kapitoly 3 v případě reálného automobilu - sportovního elektromobilu SCX, na kterém je použita brzdová soustava z vozidla Škoda Superb II 3.6 FSI. Specifikace SCX je na obr. 32.



StudentCar - SCX

Technická data:

Název:	StudentCar SCX
Typ:	Elektromobil Dvoumístné sportovní kupé s přímým nezávislým pohonem všech kol.
Výkon:	220 kW
Dojezd:	180 km (podle režimu jízdy)
Zrychlení:	4,9 sec 0-100 km/hod 9,2 sec 0-150 km/hod
Hmotnost:	1360 kg
Motor:	4ks BLDC frekvenčně řízený kapalinou chlazený motor Maximální točivý moment 640 N.m Maximální otáčky 1800 ot/min
Baterie:	300ks LiFePO4 s kapacitou 17 kWh 320V
Nosný rám:	Příhradový samonosný ocelový
Karoserie:	Kompozitová fiberglass
Nápravy:	Lichoběžníkové, hnané s nezávislým pohonem kol



Obr. 32 Specifikace sportovního elektromobilu SCX[15]

Výpočty brzdové soustavy jsou zpracovány formou tabulky č. 4, která je vytvořena v programu Microsoft Excel (příloha č.2). Vzorce v tabulce umožňují měnit vstupní údaje, které jsou vyznačeny zeleným polem. Šedá pole potom označují výsledné hodnoty daných veličin. Pro tuto kapitolu byla tabulka č. 4 převedena do programu Word a byla rozdělena na 9 dílčích částí tabulka č. 4/1 – 4/9. Jednotlivé tabulky jsou doplněny krátkým vysvětlením (čísla rovnic uváděna pro přední nápravu) postupu a technickými údaji o komponentech použitých v brzdovém systému [16] [17] elektromobilu SCX, které jsou potřebné pro výpočet.

Výpočet vycházel z požadavků na brzdný účinek při provozním brzdění podle EHK - R13, ES 71/320 a vyhlášky MD ČR (tabulka č.3).

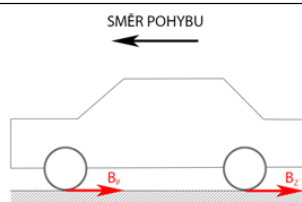
Počáteční rychlost [km/h]	80
Max.brzdná dráha [m]	50,7
Max. nožní síla F [N]	500
Max. prodleva [s]	0,36
Zpomalení a [m.s ⁻²]	5,8

Tabulka č.3 EHK-R13/1/

VELIČINA	VZOREC	HODNOTA	SCHÉMATICKÉ ZNÁZORNĚNÍ
HMOTNOST VOZIDLA m [kg]		1360	
MAXIMÁLNÍ ZPOMALENÍ a [m.s ⁻²]		5,8	
POMĚRNÉ ZPOMALENÍ z [-]	$z = \frac{a}{g}$	0,591233435	

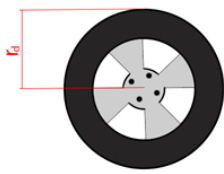
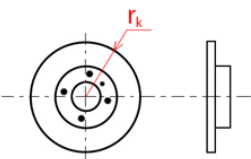
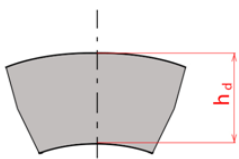
Tabulka č.4/1

Nejprve se do tabulky č. 4/1 musí zadat vstupní parametry hmotnost m a maximální zpomalení vozidla a (v tomto případě maximální zpomalení z tabulky č.3), z kterého je spočítáno pomocí rovnice (2) poměrné zpomalení z .

POMĚR BRZDNÝCH SIL NA NÁPRÁVÁCH i [-]		0,55	0,45	
BRZDNÁ SÍLA NA NÁPRÁVÁCH B [N]	$B = i \cdot G \cdot z$	4338,4	3549,6	
BRZDNÁ SÍLA NA KOLECH NÁPRÁVY B_K [N]	$B_K = \frac{B}{2}$	2169,2	1774,8	

Tabulka č.4 /2

Dále je použit vzorec (16) pro výpočet brzdné síly B na jednotlivých nápravách a (18) pro výpočet brzdné síly B_K na kolech náprav.

POLOMĚR KOLA r_d [mm]		317	317	
POLOMĚR BRZDOVÉHO KOTOUČE r_k [mm]		172	155	
VÝŠKA OBLOŽENÍ BRZDOVÉ DESTIČKY h_d [mm]		72,9	53,4	

Tabulka č.4 /3

V tabulce č. 4/3 je třeba vyplnit poloměr kola a brzdového kotouče, dále výšku obložení brzdové destičky.

Volba kol

Kola byla zvolena 225/45 R17, jejichž poloměr je 317 mm.

Volba kotoučů [16]

Přední náprava

Výrobce: ATE

Katalogové číslo: 24.0130-0115.1

Průměr: 345 mm

Zadní náprava

Výrobce: ATE

Katalogové číslo: 24.0122-0219.1

Průměr: 310 mm

Volba brzdových destiček [16]

Přední náprava

Výrobce: ATE

Katalogové číslo: 13.0470-7200.2

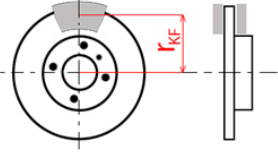
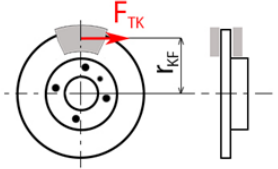
Výška: 72,9 mm

Zadní náprava

Výrobce: ATE

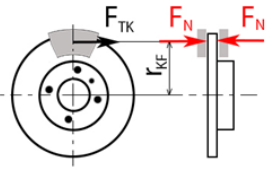
Katalogové číslo: 13.0470-3858.2

Výška: 53,4 mm

EFEKTIVNÍ POLOMĚR KOTOUČE r_{KF} [mm]	$r_{KF} = r_K - \frac{h_d}{2}$	135,55	128,3	
TŘECÍ SÍLA PRO UBRZDĚNÍ KOTOUČU F_{TK} [N]	$F_{TK} = \frac{B_K \cdot r_d}{2 \cdot r_{KF}}$	2536,467724	718,3181073	

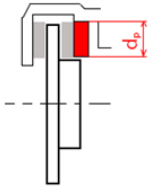
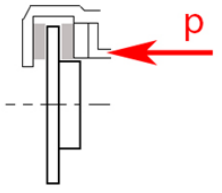
Tabulka č. 4/4

V tabulce č. 4/4 byl rovnicí (22) vypočítán poloměr kotouče r_{KF} , na kterém působí třecí síla F_{TK} , která je vypočtena vzorcí (24).

TŘECÍ KOEFICIENT f		0,4	0,4	
NORMÁLOVÉ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA KOTOUČ F_N [N]	$F_N = \frac{F_{TK}}{f}$	6341,16931	1795,795268	

Tabulka č. 4/5

Normálová síla F_N , která působí na kotouč, je pomocí vzorce (28) spočítána v tabulce č. 4/5. Byl zvolen koeficient smykového tření $f = 0,4$ na základě údajů od výrobce.

PRŮMĚR PÍSTKU TŘMENU d_p [mm]		57	41	
POČET PÍSTKŮ VE TŘMENU [-]		1	1	
POTŘEBNÝ TLAK NA PÍSTEK p [MPa]	$p = \frac{F_N}{S_p}$	2,486279682	1,360878813	
POTŘEBNÝ TLAK PRO UBRZDĚNÍ VŠECH KOL p [MPa]		2,486279682		

Tabulka č. 4/6

Tabulka č. 4/6 řeší výpočet potřebného tlaku z rovnice (30).

Volba třmenu [16]

Přední náprava

Výrobce: ATE

Katalogové číslo: 11.9576-9995.2

Počet pístků: 1

Průměr pístku: 57 mm

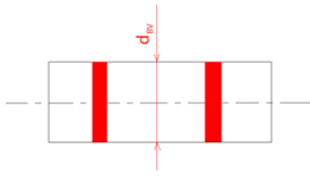
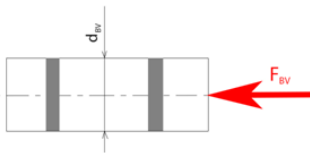
Zadní náprava

Výrobce: ATE

Katalogové číslo: 24.3417-1711.7

Počet pístků: 1

Průměr pístku: 41 mm

PRŮMĚR PÍSTŮ HL.BRZDOVÉHO VÁLCE d_{BV} [mm]		23,81	
SÍLA VYTVÁŘEJÍCÍ TLAK p v HL.BRZDOVÉM VÁLCI F_{BV} [N]	$F_{BV} = p \cdot 2S$ $F_{BV} = F_{PO} + F_{PED}$	2212,93381	

Tabulka č. 4/7

Síla F_{BV} , která potřebný tlak v hlavním brzdovém válci vytváří, patrně z rovnice (32), je počítána v tabulce č. 4/7. Je nutno vyplnit průměr pístku zvoleného hlavního brzdového válce.

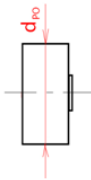
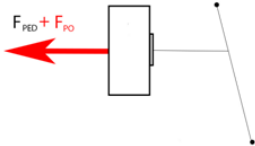
Volba hlavního brzdového válce [16]

Výrobce: ATE

Katalogové číslo: 03.2123-3449.3

Počet pístků: 2 (tandemový)

Průměr pístku: 23,81 mm

PRŮMĚR POSILOVAČE d_{PO} [mm]		254	
PODTLAK POSILOVAČE p_{PO} [MPa]		0,03	
SÍLA POSILOVAČE F_{PO} [N]	$F_{PO} = p_{PO} \cdot S_{PO}$	1519,3518	

Tabulka č. 4/8

Síla, která jde do hlavního brzdového válce je vytvářena silou posilovače F_{PO} a silou od pedálu F_{PED} , viz rovnice (33). V tabulce č. 4/8 je vypočtena síla zvoleného posilovače F_{PO} podle vzorce (34). Podtlak posilovače je řešen elektronickou podtlakovou vývěvou.

Volba posilovače [16]

Výrobce: ATE

Katalogové číslo: 03.7863-9702.4

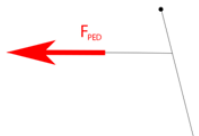
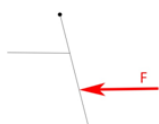
Průměr: 25,4 mm

Volba elektronické podtlakové vývěvy [17]

Výrobce: YT STABLE TECH. CORP

Katalogové číslo: VBS-VPDP-EV-12

maximální podtlak: 0,08 MPa, ve výpočtu uvažován 0,03 MPa

SÍLA OD PEDÁLU F_{PED} [N]	$F_{PED} = F_{BV} - F_{PO}$	693,5820103	
PŘEPÁKOVÁNÍ PEDÁLU i_p [-]		5,5	
SÍLA NA PEDÁL F [N]	$F = \frac{F_{PED}}{i_p}$	126,10582	

Tabulka č. 4/9

Pokud se odečte od síly F_{BV} síla posilovače F_{PO} , dostane se síla jdoucí od pedálu F_{PED} - rovnice (35). Ta je dána silou F , kterou se působí na pedál násobenou pákovým poměrem zvoleného pedálu - vzorec (37). Tyto výpočty zahrnuje tabulka č. 4/9.

Volba pedálu

Pro současnou verzi elektromobilu SCX byl navržen brzdový pedál s pákovým poměrem pedálu $i_p = 5,5$.

5. ZHODNOCENÍ A ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo popsat brzdový systém automobilu a vypracovat metodiku předběžného návrhu brzdového systému pro potřeby Katedry materiálů a technologií pro automobilový průmysl. Teoretická část bakalářské práce obsahuje odvozené vzorce pro postup předběžného návrhu brzdového systému. V praktické části je vytvořená interaktivní tabulka č. 4 (příloha č. 2) v Excelu, kde je možno dosazovat parametry z různě volených prvků brzdového systému. Tato tabulka pak umožňuje rychlou analýzu navržených změn při předběžném návrhu brzdových soustav. Dále jsem v praktické části uvedl propočet brzdové soustavy, kdy jsem jako komponenty pro budoucí brzdový systém elektromobilu SCX použil díly z automobilu Škoda Superb II 3.6 FSI. Ze základních hodnot hmotnosti vozidla, rozložení hmotnosti a zpomalení vozidla, jsem provedl propočet, až k potřebné síle na brzdový pedál, která je 126 N a je v souladu s předpisy EHK-R13.

V tabulce č. 4 je možno rovněž simulovat poruchu posilovače brzd, tím, že se za plochu posilovače, nebo podtlak dosadí 0. Při tomto poruchovém stavu by síla na pedál byla cca 402 N, což by opět bylo v souladu EHK-R13.

Do budoucna by bylo vhodné tento model ověřit v reálném experimentu a optimalizovat rovnice výpočtů, které jsou uvedeny pro ideální stav, bez ztrát tlaku v potrubí, při stejném součiniteli tření obložení na obložení, aj. a také s tabulkovými hodnotami těchto veličin.

SEZNAM ZDROJŮ

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. aktualizované vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily 1: podvozky*. 2. vydání. Brno: Avid s.r.o., 2001.
- [3] Spěch za volantem?. *ibesip.cz*. [online]. [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <http://www.ibesip.cz/cz/ridic/zasady-bezpecne-jizdy/spech-za-volantem-pokuta-body-nehoda-smrt>
- [4] Brzdy. *eluc.cz*. [online]. [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://eluc.cz/verejne/lekce/1490>
- [5] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3. vydání. Sobotáles, 2007. ISBN 80-86706-17-6.
- [6] Brzdy a brzdový systém automobilu. *Automonti.cz*. [online]. [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <http://www.automonti.cz/pdf/brzdy-brzdovy-system.pdf>
- [7] Brzdový kotouč FERODO Superb. *nejlepsiceny.cz*. [online]. [cit. 2015-04-27]. Dostupné z: <http://www.nejlepsiceny.cz/brzdove-bubny/brzdovy-kotouc-ferodo-superb-fe-ddf321.html>
- [8] Brzdový kotouč chlazený – CARFORCE-SPORT. *profiautodily.cz*. [online]. [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <http://www.profiautodily.cz/p8405750-brzdovy-kotouc-chlazeny-starline-sport.html>
- [9] Blue Brake Shoes. *Bosch Xperience*. [online]. [cit. 2015-04-27]. Dostupné z: <http://www.boschxperience.com/blue-brake-shoe>
- [10] Replacement Disc Brake Pad BP04-395. *etrailer.com*. [online]. [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: <http://www.etrailer.com/Accessories-and-Parts/Dexter/BP04-395.html>
- [11] BROŽ, Pavel. *Brzdová kapalina* [online]. [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://www.fuchs-oil.cz/index.php/automotive/brzdova-kapalina.html>
- [12] Brzdová kapalina. *Autolexicon.net*. [online]. [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/brzdova-kapalina/>
- [13] What is the Difference between DOT 4 and DOT 5.1 Brake Fluid?. *Epicbrake bleedingsolutions*. [online]. [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://www.epicbleedsolutions.com/resources/faq/difference-between-dot4-and-dot51-brake-fluid/>

- [14] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel : jízdní odpory : hnací charakteristika : brzdění : odpruženost : řiditelnost, ovladatelnost : stabilita*. 2.vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [15] Parametry SCX. *Student car, Katedra materiálů a technologií pro automobily, VŠB*. [online]. [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: <http://www.studentcar.cz/lang/cs/foto-a-video/scx>
- [16] ATE Web Catalogue. *ate-brakes.com*. [online]. [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: http://www.ate-brakes.com/www/ate_de_en/themes/20_catalogues/online_catalogue_en.html
- [17] VBS for EV. *yutai.tw*. [online]. [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: <http://www.yutai.tw/English/vbs-ev.html>

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA Č. 1 - BAKALÁŘSKÁ PRÁCE VE FORMÁTU .PDF DVD

PŘÍLOHA Č. 2 - INTERAKTIVNÍ TABULKA VÝPOČTŮ VE FORMÁTU .XLSX DVD